



SKRIPSI – ME141501

**DESAIN ALTERNATIF SISTEM VENTILASI UDARA
PADA RUANG MUAT KAPAL PENGANGKUT
TERNAK DENGAN MENGGUNAKAN *TWO-WHEEL
DESICCANT***

**HADITS SHOFAR FAUZI
NRP. 4212100034**

**DOSEN PEMBIMBING:
Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc**

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT – ME141501

**ALTERNATIVE DESIGN OF AIR VENTILATION
SYSTEM ON LIVESTOCK CARRIER CARGO HOLD
BY USING TWO-WHEEL DESICCANT**

**HADITS SHOFAR FAUZI
NRP. 4212100034**

**ADVISOR:
Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc**

**DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

DESAIN ALTERNATIF SISTEM VENTILASI UDARA PADA RUANG MUAT KAPAL PENGANGKUT TERNAK DENGAN MENGGUNAKAN *TWO-WHEEL DESICCANT*

SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik

pada

Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Hadits Shofar Fauzi
NRP. 4212100034

Disetujui oleh Pembimbing Skripsi:

Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc
NIP. 1968 0129 1992 03 1001



SURABAYA
JULI 2016

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

DESAIN ALTERNATIF SISTEM VENTILASI UDARA PADA RUANG MUAT KAPAL PENGANGKUT TERNAK DENGAN MENGGUNAKAN *TWO-WHEEL DESICCANT*

SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik

pada


Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Hadits Shofar Fauzi
NRP. 4212100034

Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan:




Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST., MT.
NIP. 1977 0802 2008 01 1007

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DESAIN ALTERNATIF SISTEM VENTILASI UDARA PADA RUANG MUAT KAPAL PENGANGKUT TERNAK DENGAN MENGGUNAKAN *TWO-WHEEL DESICCANT*

Nama Mahasiswa : Hadits Shofar Fauzi
NRP : 4212100034
Dosen Pembimbing : Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.

ABSTRAK

Sebagai sarana transportasi yang memuat makhluk hidup berupa hewan ternak, kapal pengangkut ternak membutuhkan desain sistem ventilasi khusus pada ruang muat guna menjaga agar hewan ternak terhindar dari *heat stress* akibat temperatur dan rasio kelembaban yang tinggi. Salah satu upaya untuk menghindari rasio kelembaban yang tinggi adalah memberikan suplai udara kering dengan menggunakan *desiccant*. Tujuan skripsi ini adalah merencanakan sistem ventilasi dengan *two-wheel desiccant* melalui analisa perhitungan terhadap penurunan rasio kelembaban udara setelah melewati dua rotor *desiccant* serta pemenuhan kebutuhan alat pemanas dan sistem pendinginnya menggunakan panas gas buang dan air kondensat mesin AC. Dari hasil analisa didapatkan hasil bahwa untuk memberikan suplai udara pada ruang muat sebesar $41221 \text{ m}^3/\text{h}$, diperoleh spesifikasi dua rotor *desiccant* yang memiliki diameter 2190 mm dengan ketebalan 200 mm untuk menurunkan rasio kelembaban udara luar sebesar $26.1 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$ menjadi $14.70 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$. Temperatur udara hasil dehumidifikasi sebesar 72.8°C akan diturunkan menjadi 26°C dengan menggunakan koil pendingin dan media pendingin lain berupa air kondensat. Penggunaan air kondensat sebagai media pendingin mampu mengurangi beban pendinginan sebesar 18.41 kW dari total kebutuhan pendinginan sebesar 490.63 kW, sedangkan untuk kebutuhan pemanas udara reaktivasi sebesar 412.57 kW akan dipenuhi dengan memanfaatkan daya dari panas gas buang sebesar 440.99 kW.

Kata kunci: Ternak, *Desiccant*, Rasio Kelembaban, Panas Gas Buang, Air Kondensat.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ALTERNATIVE DESIGN OF AIR VENTILATION SYSTEM ON LIVESTOCK CARRIER CARGO HOLD BY USING TWO-WHEEL DESICCANT

Student Name : Hadits Shofar Fauzi
NRP : 4212100034
Advisor : Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.

ABSTRACT

Livestock carrier was a special ship carried in the form of livestock that needed special air ventilation system on the cargo hold for preventing them from heat stress due to high temperature and high humidity ratio. One of the ways used to decrease excessive air humidity ratio was to provide dry air by using desiccant dehumidifier. The purposes of this thesis were to design an alternative air ventilation system by using two-wheel desiccant through calculation analysis of humidity ratio reduction after the air passed through two desiccant wheels, and also it needs of heater and cooling system by using heat capacity of exhaust gas and condensate water from Air Conditioning (AC) machine. The result of the analysis shown that 41221 m³/h of cargo hold air capacity requirements was able to be supplied by two desiccant wheels which has 2190 mm of diameter, and 200 mm wheel depth. The humidity ratio of outside air was about 26.1 g_w/kg_{da} would be reduced into 14.70 g_w/kg_{da} through dehumidification process. The air temperature after dehumidification process increased up to 72.8°C and would be cooled into 26°C by configuring a cooling coil and also used condensate water as a cooling medium. The used of condensate water as a cooling medium was able to reduce 18.41 kW of total cooling load requirements of 490.63 kW, then for 412.57 kW heat capacity requirements for reactivation air heater would be supplied by using heat capacity of exhaust gas as 440.99 kW.

Keywords: *Livestock, Desiccant, Humidity Ratio, Exhaust Gas Heat Capacity, Condensate Water.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	v
ABSTRAK	ix
<i>ABSTRACT</i>	xi
KATA PENGANTAR	xii
DAFTAR ISI	xv
DAFTAR TABEL	xvii
DAFTAR GAMBAR	xix
BAB I. PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Tujuan	2
1.5. Manfaat	3
BAB II. TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Teori Penunjang	5
2.1.1 <i>Desiccant Dehumidifier</i>	5
2.1.2 Beban Panas	6
2.1.3 Insulasi Termal	6
2.1.4 <i>Heat Stress</i> pada Hewan Ternak	7
2.2 Studi Hasil Penelitian Sebelumnya	9
BAB III. METODOLOGI PENELITIAN	11
3.1 Perencanaan <i>Two-wheel Desiccant</i>	11
3.2 Perencanaan Kebutuhan Pemanas dan Pendingin	13
3.3 Analisa Kesesuaian Kondisi Ruang Muat	14
3.4 Flowchart Metodologi	15
BAB IV. ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	17
4.1 Umum	17
4.1.1 Data Utama Kapal	17
4.1.2 Ruang Muat	17
4.2 Perencanaan Sistem Ventilasi <i>Two-wheel Desiccant</i>	18
4.2.1 Perhitungan Kapasitas Udara Ruang Muat	19
4.2.2 Penentuan Kondisi Desain	20

4.3 Perencanaan Pemanas <i>Two-wheel Desiccant</i>	28
4.3.1 Perhitungan Jumlah dan Temperatur Gas Buang	29
4.3.2 Perhitungan Daya yang dihasilkan Gas Buang	34
4.4 Perencanaan Pendingin <i>Two-wheel Desiccant</i>	35
4.4.1 Kapasitas Pendinginan	35
4.4.2 Perhitungan Beban Panas pada Ruang Akomodasi ...	38
4.4.3 Penentuan Temperatur dan Kapasitas Air Kondensat	40
4.4.4 Desain Insulasi Tangki Penyimpanan.....	42
4.4.5 Kapasitas Pendinginan Air Kondensat	45
4.5 Kondisi Desain pada <i>Two-wheel Desiccant</i>	46
BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN.....	47
4.1 Kesimpulan	47
4.2 Saran	47
DAFTAR PUSTAKA.....	49
LAMPIRAN	51
BIODATA PENULIS	52

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Kapasitas Muatan pada Ruang Muat	18
Tabel 4.2	Ketentuan Umum Suplai Udara di Kapal	20
Tabel 4.3	Hasil Dehumidifikasi pada <i>Desiccant 1</i>	24
Tabel 4.4	Hasil Dehumidifikasi pada <i>Desiccant 2</i>	25
Tabel 4.5	Spesifikasi <i>Silica Gel Desiccant</i>	27
Tabel 4.6	Nilai Entalpi dan Volume Spesifik	36
Tabel 4.7	Luasan Ruang Akomodasi	38
Tabel 4.8	Hasil Perhitungan Beban Panas	39
Tabel 4.9	Spesifikasi Mesin AC	40
Tabel 4.10	Hasil Pengujian Laju Aliran Air Kondensat	41
Tabel 4.11	Parameter Desain Insulasi Tangki	42
Tabel 4.12	Parameter Desain Insulasi Tangki (Lanjutan).....	43
Tabel 4.13	Nilai <i>Heat Loss</i> pada Permukaan Tangki.....	44

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Matriks <i>Temperature Humidity Index</i>	2
Gambar 2.1	<i>Two-wheel Desiccant</i>	5
Gambar 2.2	Grafik Indikasi <i>Heat Stress</i> pada Ternak	8
Gambar 3.1	Rencana Umum Kapal Pengangkut Ternak	12
Gambar 3.2	<i>Flow Chart</i> Metodologi	15
Gambar 4.1	<i>General Arrangement</i>	17
Gambar 4.2	Skema Sistem Pengkondisian Udara Menggunakan <i>Two-wheel Desiccant</i>	18
Gambar 4.3	Grafik Psikrometri Kondisi Awal	21
Gambar 4.4	Skema Kerja <i>Desiccant Wheel</i>	22
Gambar 4.5	Grafik Psikrometri Proses Dehumidifikasi Menggunakan <i>Two-wheel Desiccant</i>	22
Gambar 4.6	Program Simulasi <i>Desiccant Wheel</i>	23
Gambar 4.7	Grafik Hasil Proses Dehumidifikasi pada <i>WSG Desiccant Wheel</i>	26
Gambar 4.8	Penampang Rotor <i>Desiccant</i>	27
Gambar 4.9	Grafik <i>Engine Envelope</i> S26MC	30
Gambar 4.10	Grafik Koreksi Titik M dan Titik O	30
Gambar 4.11	Grafik <i>Engine Load</i> untuk nilai ΔM_s	32
Gambar 4.12	Grafik <i>Engine Load</i> untuk nilai ΔT_s	33
Gambar 4.13	Skema Proses Pendinginan Udara	35
Gambar 4.14	Pengukuran Volume Air Kondensat AC	40
Gambar 4.15	Skema Pendinginan dengan Air Kondensat	45
Gambar 4.16	Kondisi Desain Sistem <i>Two-wheel Desiccant</i>	46

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kapal pengangkut ternak atau *livestock carrier* merupakan sarana yang vital sebagai penyedia angkutan laut dalam memenuhi kebutuhan ternak dari daerah produsen ke konsumen di daerah lain. Seperti diketahui bahwa kapal jenis ini membawa muatan berupa makhluk hidup. Makhluk hidup tersebut akan berada di dalam ruang muat yang kondisinya tertutup, tanpa ada hubungan dengan lingkungan luar. Dengan demikian maka untuk dapat memenuhi kebutuhan udara bagi hewan – hewan ternak yang diangkut dibuatlah desain ventilasi khusus untuk ruang muat kapal tersebut.

Sistem ventilasi udara alami untuk ruang muat pada kapal pengangkut ternak dianggap kurang efektif karena sistemnya sangat tergantung pada kondisi udara luar di sekitarnya terutama untuk temperatur dan kelembabannya, sehingga ketika kondisi udara luar memiliki temperatur dan kelembaban relatif yang tidak nyaman bila dirasakan oleh hewan ternak yang diangkut maka hewan – hewan tersebut bisa menjadi *stress* dan terganggu kesehatannya.

Wilayah Indonesia berada pada iklim tropis dengan kisaran temperatur di wilayah perairan sebesar 33°C dengan tingkat kelembaban berada pada kisaran 95% (BMKG), sedangkan temperatur normal yang dianjurkan untuk ternak sapi adalah 26°C dengan nilai kelembaban relatif 50-90%. Dengan perbedaan kondisi lingkungan tersebut, sapi akan sangat peka terhadap perubahan unsur iklim mikro terutama temperatur dan kelembaban udara.

Apabila sapi ditempatkan pada lokasi yang memiliki temperatur tinggi dan kelembaban udara yang tidak mendukung maka sapi tersebut akan mengalami *heat stress* yang berakibat pada menurunnya produktivitas sehingga potensi genetiknya tidak dapat tampil secara optimal. Pada penelitian ini, penggunaan *desiccant dehumidifier* dimaksudkan untuk memberikan suplai udara kering guna mengurangi rasio kelembaban udara pada ruang muat dengan mengacu pada nilai yang disarankan oleh *Dairy Cow Temperature Humidity Index (THI)*.

Penggunaan *two-wheel Desiccant* (skema desikan dengan dua rotor) memungkinkan udara untuk dikondisikan melalui dua tahap dehumidifikasi dimana udara dari luar sebelum dialirkan ke ruang muat diserap terlebih dahulu kelembabannya oleh matrial *desiccant*, kemudian temperatur keluaran dikondisikan oleh sistem pendingin. Kebutuhan pemanas akan dipenuhi dengan memanfaatkan gas buang *main engine*, sedangkan kebutuhan pendinginan untuk udara hasil dehumidifikasi sebagian akan dipenuhi dengan memanfaatkan air kondensat mesin *Air Conditioner (AC)* sebagai media pendingin.

DAIRY COW TEMPERATURE HUMIDITY INDEX (THI)																				
Humidity %																				
Temp °F	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	
72	64	65	65	65	66	66	67	67	67	68	68	69	69	69	70	70	70	71	71	72
74	65	66	66	67	67	67	68	68	69	69	70	70	71	71	72	72	72	73	73	74
76	66	67	67	68	68	69	69	70	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75	75	76
78	67	68	68	69	69	70	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75	75	76	76	77
80	68	69	69	70	70	71	72	72	73	74	75	75	76	76	77	77	78	78	79	79
82	69	69	70	70	71	72	73	73	74	75	75	76	77	77	78	79	79	80	80	81
84	70	71	72	73	73	74	75	75	76	77	77	78	79	79	80	81	81	82	82	83
86	71	72	73	74	74	75	76	76	77	78	78	79	80	81	81	82	83	84	84	85
88	72	73	74	75	75	76	77	77	78	79	80	81	81	82	83	84	85	86	86	87
90	73	74	75	76	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	85	86	87	88	88	89
92	74	75	76	77	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	87	88	89	90	91
94	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	92	93
96	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	94
98	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	95
100	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	96
102	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	97
104	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98
106	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99
108	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
110	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100

Gambar 1.1 Matriks *Temperature Humidity Index*

Sumber: *Easing Milking Time Heat Stress* (Jeff Reneau)

1.2 Rumusan Permasalahan

Dari uraian di atas maka permasalahan utama yang akan dibahas adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana merencanakan suatu proses sirkulasi udara dengan memilih sistem ventilasi udara menggunakan *two-wheel desiccant*?
2. Apa yang harus dilakukan untuk menghindari kandungan uap air berlebih dalam ruang muat menggunakan skema sistem ventilasi menggunakan *two-wheel desiccant*?
3. Bagaimana merencanakan sistem pendingin dan pemanas pada *two-wheel desiccant* untuk mendapatkan perencanaan sistem yang optimal?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah:

1. Sistem ventilasi hanya digunakan untuk ruang muat.
2. Suplai udara dari *two-wheel desiccant* digunakan untuk mengurangi rasio kelembaban.
3. Perencanaan mesin pendingin dengan memanfaatkan air kondensat hanya dilakukan untuk mengurangi beban pendingin utama.
4. Tidak melakukan analisa terhadap instalasi dan distribusi panas pada sistem pemanas dan pendingin.
5. Tidak membahas aspek ekonomis.

1.4 Tujuan

Penulisan tugas akhir ini bertujuan untuk :

1. Merencanakan suatu proses sirkulasi udara dengan memilih sistem ventilasi udara menggunakan *two-wheel desiccant* untuk menjaga kondisi di ruang muat agar sesuai dengan *Temperature Humidity Index*.

2. Menghindari kandungan uap air berlebih dalam ruang muat menggunakan *two-wheel desiccant* untuk mengurangi kelembaban dan menyuplai udara kering pada ruangan tersebut.
3. Merencanakan pemenuhan kebutuhan sistem pendingin dengan memanfaatkan air kondensat mesin AC dan kebutuhan pemanas dengan memanfaatkan panas gas buang dari *main engine*.

1.5 Manfaat

Manfaat yang dapat diperoleh dari penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Kualitas muatan (hewan ternak) di dalam ruang muat akan tetap terjaga dengan baik karena udara yang disuplai menggunakan *two-wheel desiccant* tidak mengandung kadar air berlebih.
2. Mengetahui korelasi antara instalasi sistem dan kondisi desain guna mendapatkan perencanaan sistem yang optimal sesuai kebutuhan.
3. Sebagai pertimbangan dalam perencanaan sistem ventilasi udara untuk kapal ternak di masa mendatang.

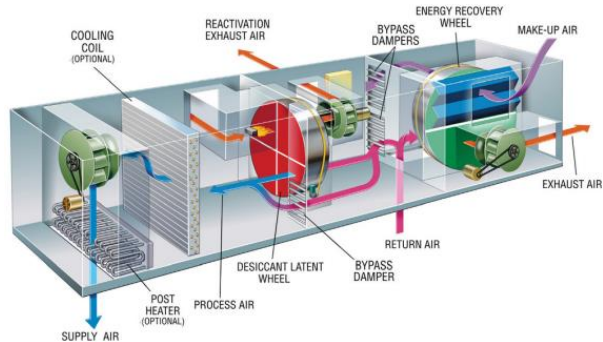
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Teori Penunjang

2.1.1 *Desiccant Dehumidifier*

Desiccant merupakan salah satu zat higroskopis yang dapat menyerap kelembaban dengan cara menyimpan air di dalam kapiler atau permukaan suatu barang dengan tetap mempertahankan keberadaan molekul air. Zat yang paling umum digunakan adalah *silica gel* yang merupakan bentuk dari silica dioksida (SiO_2). Penggunaan *desiccants* pada sistem dehumidifikasi digunakan untuk menarik kelembaban udara dengan menciptakan daerah tekanan uap rendah pada permukaan pengeringnya. Tekanan yang diberikan oleh uap air di udara lebih tinggi, sehingga molekul air bergerak dari udara ke *desiccant* dan kelembaban udara dibuang. Konfigurasi umum untuk *desiccant* diantaranya *liquid spray tower*, *solid package tower*, *rotating horizontal bed*, *multiple vertical bed*, dan *rotating honeycomb*.



Gambar 2.1 *Two-wheel desiccant*

Sumber: *Drycool Dehumidification System* (Munters)

Skema desikan roda dua (*two-wheel desiccant*) adalah modifikasi desain dari jenis konfigurasi *rotating honeycomb* yang mengkombinasikan *desiccant* dengan sistem kompresi uap konvensional yang terdiri dari roda pengering, *supply fan*, *exhaust fan*, dan sumber panas untuk regenerasi roda pengering serta sistem pendingin untuk udara hasil dehumidifikasi.

2.1.2 Beban Panas

Perhitungan beban panas dilakukan dengan menghitung sumber – sumber panas dari ruangan, meliputi panas transmisi (\emptyset), panas radiasi matahari (\emptyset_s), panas dari manusia (\emptyset_p), dan panas lampu penerangan (\emptyset_L). Estimasi nilai parameter dalam menentukan beban panas mengacu pada ISO 7574 : *Ship and Marine Technology – Air Conditioning and Ventilation of Accommodation Spaces*.

2.1.3 Insulasi Termal

Insulasi atau *insulation* didefinisikan sebagai material atau kombinasi dari beberapa material yang akan menghambat aliran panas. Insulasi digunakan dengan tujuan menghemat energi dengan mengurangi *heat loss*, menjaga temperatur permukaan, mencegah aliran uap dan kondensasi pada permukaan yang dingin. Nilai *heat loss* pada insulasi tangki dapat dihitung dengan mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas masing – masing permukaan tangki meliputi *dry wal*, *wet wall*, *bottom*, dan *roof* (*Predict Storage Tank Heat Transfer Precisely*, Kumana D. Jimmy, dan Khotari P. Samir).

Persamaan yang digunakan untuk menentukan *heat loss* yaitu:

$$q_d = U_d A_d (T_A - T_V) \quad [2.1]$$

$$q_w = U_w A_w (T_L - T_A) \quad [2.2]$$

$$q_b = U_b A_b (T_G - T_L) \quad [2.3]$$

$$q_r = U_r A_r (T_A - T_V) \quad [2.4]$$

$$Q_{total} = q_d + q_w + q_b + q_r \quad [2.5]$$

Dimana:

q_d = *heat loss* pada *dry sidewall* (BTU/h)

q_w = *heat loss* pada *wet sidewall* (BTU/h)

q_b = *heat loss* pada *tank bottom* (BTU/h)

q_r = *heat loss* pada *tank roof* (BTU/h)

Q = total *heat loss* (BTU/h)

U_d = koef perp. panas *dry sidewall* (BTU/ft²h°F)

U_w = koef perp. panas *wet sidewall* (BTU/ft²h°F)

U_b = koef perp. panas *tank bottom* (BTU/ft²h°F)

U_r = koef perp. panas *tank roof* (BTU/ft²h°F)

T_v = temperatur fluida gas (°F)

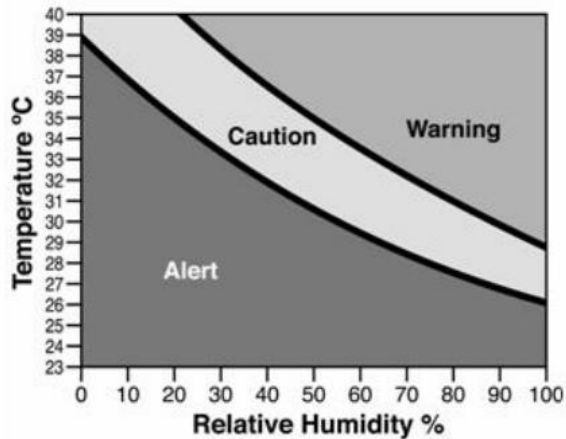
T_A = temperatur udara luar (°F)

T_L = temperatur *liquid* (°F)

T_G = temperatur *ground* (°F)

2.1.4 Heat Stress pada Hewan Ternak

Heat stress adalah masalah yang mengganggu kenyamanan untuk semua jenis ternak. Ternak dapat menahan temperatur rendah -37°C tetapi pada temperatur lebih dari 26°C (78°F) dapat menyebabkan *stress* bila dikombinasikan dengan kelembaban udara yang tinggi, pergerakan udara rendah atau sinar matahari langsung.



Gambar 2.2 Grafik Indikasi *Heat Stress* pada Ternak
Sumber: *Beat the Heat* (Widowski, 1998)

Berdasarkan pemetaan zona *stress* pada *dairy cow* *temperature humidity index*, *heat stress* mulai terjadi ketika indeks temperatur 72°F pada 45% kelembaban relatif dan menjadi serius pada temperatur diatas 82°F pada 85% kelembaban relatif. Peningkatan temperatur yang mendadak ketika ternak memiliki sedikit waktu untuk beradaptasi, dapat berpotensi mematikan dan dapat menyebabkan dehidrasi yang cepat. *Heat stress* juga dapat menurunkan produktivitas, menyebabkan masalah reproduksi seperti berkurangnya kualitas sperma, dan membahayakan sistem kekebalan tubuh. *Heat stress* akan mengurangi produksi susu pada sapi perah dan dapat menurunkan kekebalan alami, sehingga berbagai upaya dilakukan untuk mencegah terjadinya *heat stress*.

2.2 Studi Hasil Penelitian Sebelumnya

Penggunaan *dehumidifier* digunakan untuk memberikan suplai udara kering pada ruangan. Terdapat dua metode yang lazim digunakan untuk proses dehumidifikasi yaitu dengan metode pendinginan (*Cooling based Dehumidifier*) atau *Compressor Dehumidifier* dan metode dehumidifikasi menggunakan rotor desikan (*Desiccant Dehumidifier*). Peneliti-peneliti yang telah melakukan pengujian terhadap metode semacam ini antara lain Warsono Agus (2009), Paraya Lutfi (2010), Yulizar Yusuf (2013), Rang Tu, Xiao-Hua Liu, and Yi Jiang (2014).

Warsono, Agus Adi. (2009) melakukan analisa pengkondisian udara pada kapal *chemical tanker* 6200 DWT untuk menjaga kualitas muatan pada ruang muat yang berupa bahan kimia. Supply udara kering diperoleh dari *compressor dehumidifier* yang dihubungkan dengan sistem pendinginan pada *chiller*. Setelah udara didinginkan, maka kandungan uap muatan yang ada pada ruang muat akan turun dan menghasilkan udara kering (*dry air*). Dari hasil analisa perencanaan didapatkan kapasitas peralatan *dehumidifier* sebesar 3700 m³/hour dengan *static pressure* 300 Pa, diameter saluran pipa ventilasi sebesar 300 mm dengan material *stainless steel* 316L. Prosentase kandungan campuran uap muatan dan udara < 1-12%. Hasil analisa menunjukkan bahwa penggunaan *chiller* pada sistem ini membutuhkan daya yang sangat besar.

Paraya, Lutfi Pariam (2010) melakukan analisa pengkondisian udara pada kapal *general cargo* yang dikonversi menjadi Kapal pengangkut ternak (*livestock vessel*). Kapal yang dianalisa adalah KM Eks Akanko (tipe *general cargo*) 48 m dengan jumlah ternak sebanyak 400

ekor dan membutuhkan waktu bongkar muat selama 7 jam. Ruang muat didesain pada suhu ekstrim air laut diperkirakan 31°C dengan derajat kelembaban 90% RH. Pengkondisian dilakukan dengan menggunakan pendinginan udara ventilasi dan suplai udara dari *ducting* yang diperlukan. Kebutuhan pendinginan udara yang diperlukan oleh ternak sebesar 3602.31 kW dipenuhi melalui sirkulasi udara dari 4 *supply fan* dan *exhaust fan*. Pengkondisian dengan menggunakan pendinginan terbukti membutuhkan daya yang besar untuk *supply* daya pada koil pendingin.

Yulizar, Yusuf. (2013) melakukan analisa pengkondisian udara pada kapal dengan menggunakan *desiccant*. *Desiccant* digunakan pada *inlet* sebelum udara dari luar dialirkan ke ruang muat. Perancangan dilakukan dengan menghitung beban pada ruang muat sebesar 1796 kW dan kapasitas udara sebesar 11.45 m³/s pada 20 air changer/hour. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa sistem pengkondisian udara tanpa menggunakan *desiccant* membutuhkan beban pendingin sebesar 527 kW, sedangkan dengan menggunakan *desiccant* sebesar 1.199 kW yang terdiri dari beban pendingin 587 kW, *heater* sebesar 612 kW, dan motor penggerak rotor sebesar 1 kW.

Rang Tu, Xiao-Hua Liu, dan Yi Jiang. (2014) melakukan analisa performa pada *Two-stage Desiccant Cooling System*. Performa dianalisa pada *two-stage desiccant wheel* dalam kondisi kerja. Sistem COP_t sebesar 5,5 pada musim panas di Beijing dengan suplai kelembaban udara sebesar 10 g/kg. Skema yang digunakan adalah dengan menggunakan *matching method* antara *heat pump* dan *desiccant*. Penggunaan sistem baru dengan *indirect cooler* menimbulkan *performance* yang lebih baik sebesar 15%.

BAB III

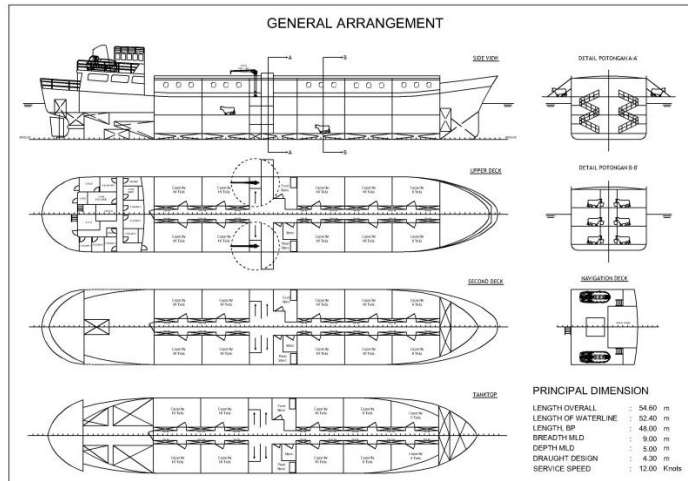
METODOLOGI PENELITIAN

Proses pengerjaan tugas akhir dilakukan melalui tiga tahap utama, tahap pertama adalah merencanakan sistem dehumidifikasi menggunakan *two-wheel desiccant*, tahap kedua adalah merencanakan kebutuhan pemanas dan sistem pendingin, dan tahap terakhir adalah melakukan analisa kesesuaian kondisi desain.

3.1 Perencanaan *Two-wheel Desiccant*

Proses perencanaan sistem dehumidifikasi dengan *two-wheel desiccant* dilakukan dengan cara berikut:

1. Penentuan kondisi awal desain
Kondisi awal desain diperlukan sebagai acuan dalam menentukan parameter – parameter yang akan digunakan pada inlet proses. Parameter nilai entalpi dan rasio kelembaban awal diperoleh dengan menentukan kondisi awal lingkungan dan diplotkan pada grafik psikrometri.
2. Penggambaran *flow diagram* dan instalasi sistem.
Penggambaran *flow diagram* dan instalasi sistem dimaksudkan untuk mengetahui alur sistem dan menentukan kebutuhan *actual* dalam perencanaan sistem ventilasi dengan menggunakan *two-wheel desiccant*.
3. Perhitungan *volume* ruang muat.
Perhitungan *volume* ruang muat dilakukan untuk mengetahui udara yang dibutuhkan oleh setiap ruang muat yang akan disuplai oleh peralatan *two-wheel desiccant*. Volume ruang muat diperoleh dari *capacity plan* pada gambar rencana umum Kapal.



Gambar 3.1 Rencana Umum Kapal Pengangkut Ternak

Ukuran utama kapal:

<i>Length overall (Loa)</i>	: 54.6 meter
<i>Length of waterline (Lwl)</i>	: 52.4 meter
<i>Length between perpendiculars (Lpp)</i>	: 48.0 meter
<i>Breadth moulded (B)</i>	: 9.00 meter
<i>Draught Design (T)</i>	: 4.30 meter
<i>Service speed (Vs)</i>	: 12 knot

4. Perhitungan Kapasitas Udara.

Kapasitas udara yang dihitung adalah kapasitas udara yang akan disuplai oleh *two-wheel desiccant* ke dalam ruang muat. Nilainya mengacu pada total volume ruang muat dikalikan dengan nilai *air changes per hour* yang diatur dalam Germanischer Lloyd (GL) *Annex I Ventilation*.

5. Pemilihan Spesifikasi *Rotor Desiccant*.

Spesifikasi *rotor desiccant* diperoleh dengan membandingkan nilai rasio kelembaban yang dihasilkan oleh rotor pada beberapa ukuran diameter dan ketebalan. Pemilihan ukuran dan diameter dilakukan dengan bantuan *Desiccant Wheel Simulation Program DWTransient* melalui proses input parameter desain yang meliputi kapasitas udara yang akan disuplai, temperatur awal, dan nilai rasio kelembaban pada inlet proses.

3.2 Perencanaan Kebutuhan Pemanas dan Sistem Pendingin

1. Perencanaan kebutuhan pemanas.

Perencanaan kebutuhan pemanas dihitung berdasarkan kapasitas pemanasan yang dibutuhkan oleh kedua mesin pemanas (*heater*) dalam menghasilkan panas udara reaktivasi. Alternatif pemenuhan kebutuhan pemanas menggunakan panas gas buang mesin induk dihitung berdasarkan data pada *engine project guide* yang digunakan, dalam hal ini adalah *engine* MAN S26M. Perhitungan dilakukan untuk mengetahui estimasi jumlah dan temperatur gas buang sebagai sumber panas untuk pemanas *desiccant*.

2. Perencanaan sistem pendingin.

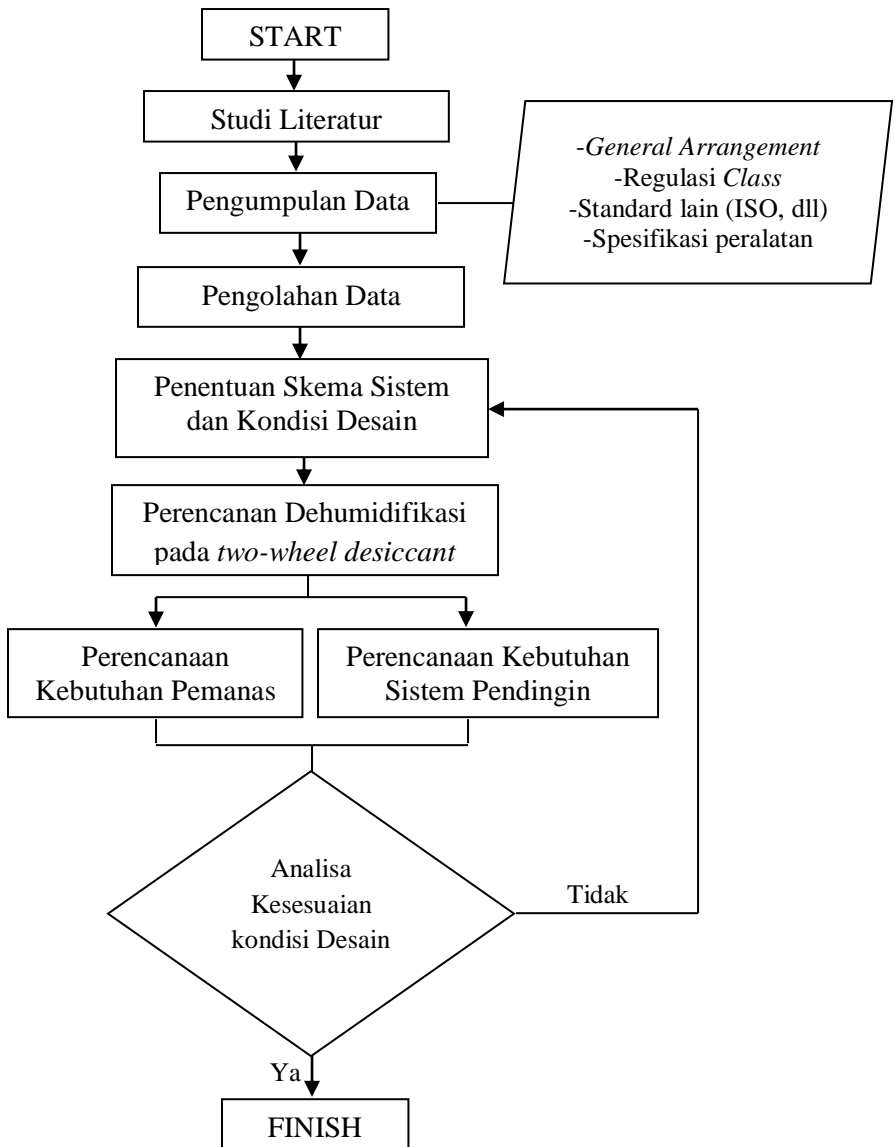
Perencanaan sistem pendingin dilakukan dengan menghitung kebutuhan beban pendinginan yang diperlukan untuk menurunkan temperatur udara hasil dehumidifikasi hingga mendapatkan temperatur sesuai dengan kondisi desain. Alternatif pemenuhan kebutuhan pendinginan dengan menggunakan media air kondensat mesin AC dilakukan melalui langkah – langkah berikut:

- Menghitung beban panas pada ruang muat untuk mengetahui estimasi jumlah mesin AC yang digunakan. Perhitungan beban panas dilakukan dengan mengacu pada aturan ISO 7574: *Ship and Marine Technology – Air Conditioning and Ventilation of Accommodation Spaces*. Parameter yang dicari adalah panas transmisi (\dot{Q}), panas penghuni ruang (\dot{Q}_p), panas radiasi matahari (\dot{Q}_s), dan panas radiasi dari lampu (\dot{Q}_L).
- Menentukan kapasitas air kondensat dari mesin AC dengan cara mengukur laju aliran air kondensat beserta temperaturnya pada *range* waktu yang ditentukan.
- Merancang desain insulasi tangki penyimpanan air kondensat untuk mengetahui perubahan temperatur air kondensat di dalam tangki selama waktu pengisian, kemudian menghitung kapasitas pendinginan yang dapat dihasilkan.

3.3 Analisa Kesesuaian Kondisi Ruang Muat

Pada tahap ini dilakukan analisa dari hasil pengerjaan tugas akhir. Analisa ini dilakukan untuk mengetahui apakah desain yang dirancang sesuai dengan yang diinginkan yaitu mampu mempertahankan kondisi di ruang muat berdasarkan jenis muatan yang diangkut. Kesesuaian kondisi ruang muat ditentukan dengan mempertimbangkan parameter udara hasil proses dehumidifikasi pada *rotor desiccant* dan kaitannya dengan kemampuan pendinginan sebelum disuplai untuk ruang muat.

3.4 Flowchart Metodologi



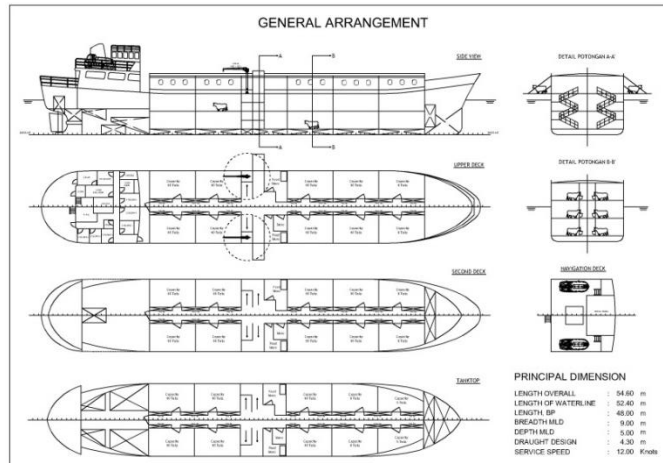
Gambar 3.2 Flow Chart Metodologi

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Umum



Gambar 4.1 General Arrangement

4.1.1 Data Utama Kapal

<i>Length overall (Loa)</i>	: 54.6 meter
<i>Length of waterline (Lwl)</i>	: 52.4 meter
<i>Length between perpendiculars (Lpp)</i>	: 48.0 meter
<i>Breadth moulded (B)</i>	: 68.0 meter
<i>Draught design (T)</i>	: 4.30 meter
<i>Service speed (Vs)</i>	: 12 knot

4.1.2 Ruang Muat

Berikut adalah data kapasitas muatan pada ruang muat Kapal pengangkut ternak berdasarkan masing – masing *deck*.

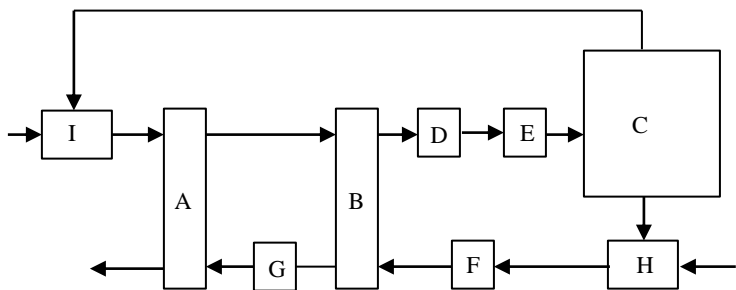
Tabel 4.1 Kapasitas Muatan pada ruang muat

No	<i>Double bottom</i>		<i>Second deck</i>		<i>Third deck</i>	
	Nomor Kandang	Kapasitas (ekor)	Nomor Kandang	Kapasitas (ekor)	Nomor Kandang	Kapasitas (ekor)
1	1 A	10	1 B	10	1 C	10
2	2 A	10	2 B	10	2 C	10
3	3 A	10	3 B	10	3 C	10
4	4 A	10	4 B	10	4 C	10
5	5 A	10	5 B	10	5 C	10
6	6 A	10	6 B	10	6 C	10
7	7 A	8	7 B	10	7 C	10
8	8 A	8	8 B	10	8 C	10
9	9 A	5	9 B	8	9 C	8
10	10 A	5	10 B	8	10 C	8

Berdasarkan data *capacity plan*, total volume ruang muat kapal (*vol.*) adalah sebesar 2061.05 m³

Volume ruang muat digunakan untuk menentukan intensitas pembilasan udara (*air change*) sekaligus menentukan kapasitas udara yang akan disuplai.

4.2 Perencanaan Sistem Ventilasi *Two-wheel Desiccant*



Gambar 4.2 Skema sistem pengkondisian udara menggunakan *two-wheel desiccant*

Keterangan:

A, B *Desiccant wheel*

Sebagai media dehumidifikasi. Material penyusun *desiccant wheel* yang digunakan adalah *silica gel*.

C *Cargo hold*

Sebagai ruangan yang dikondisikan/*conditioned space*.

D *Cooler/Heat Exchanger*

Sebagai pendingin *supply air*. Dalam hal digunakan skema penukar kalor dengan memanfaatkan air kondensat mesin AC.

E *Cooling coil*

Sebagai pendingin utama untuk *supply air*.

F *Heater 1*

Pemanas, dalam hal ini panas yang dibutuhkan akan disuplai dengan memanfaatkan panas *exhaust gas* dari *main engine*.

G *Heater 2*

Sebagai pemanas untuk udara reaktivasi.

H,I *Mixed air*

Kondisi bercampurnya udara hasil proses pengkondisian dan udara luar.

4.2.1 Perhitungan Kapasitas Udara Ruang Muat

Total volume ruang muat Kapal (*vol.*) adalah sebesar 2061.05 m³. Sehingga:

$$q_{air} = n \times vol$$

Dimana :

$$q_{air} = \text{kapasitas udara (m}^3/\text{h)}$$

$$vol = \text{volume ruang muat (m}^3\text{)}$$

$$n = \text{air change per hour (x/h)}$$

nilainya mengacu pada rekomendasi *class*.

Berdasarkan Germanischer Lloyd Section 1 Ventilation, nilai *air change per hour* untuk *supply air* diatur dalam **Tabel 4.2.**

Tabel 4.2 Ketentuan Umum Suplai Udara di Kapal

<i>Ventilated space</i>	<i>Air changes/hour Supply air</i>	<i>Air changes/hour Exhaust air</i>
<i>Paint store and flammable liquid locker</i>		10
<i>CO₂ room</i>		6
<i>Separator space</i>		30
<i>Refrigerating machinery room</i>		30/40
<i>Livestock spaces</i>	20-30	
<i>Oxygen/Acetylene storage room</i>		6
<i>Dangerous goods in package form</i>		6

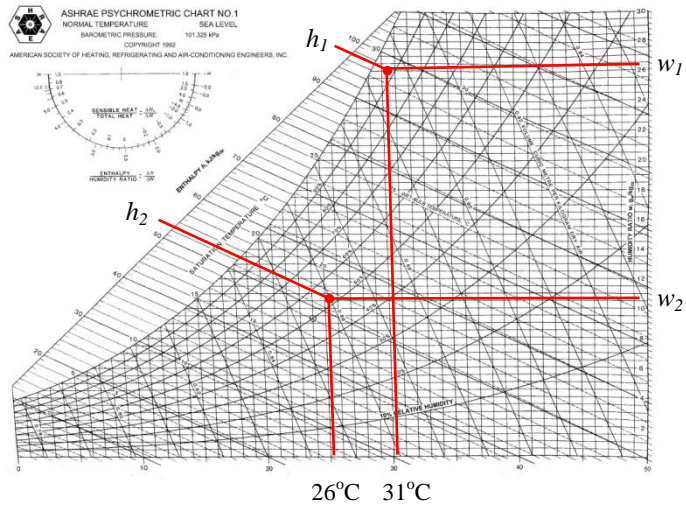
Pada perencanaan ini nilai *air changes/hour* diambil 20. Sehingga,

$$\begin{aligned}
 q_{air} &= n \times vol \\
 &= 20 \times 2061.05 \\
 &= 41221 \text{ m}^3/h \\
 &= 11.45 \text{ m}^3/s
 \end{aligned}$$

4.2.2 Penentuan Kondisi Desain

Udara luar pada temperatur 31°C dengan 90% RH (zona *stress* berat) akan dikondisikan pada temperatur 26°C dengan 50% RH (zona *moderate*). *Ratio humidity* pada kondisi udara luar akan dikondisikan hingga nilainya mendekati nilai yang ditentukan menggunakan *desiccant wheel*.

4.2.2.1 Tanpa menggunakan *Desiccant*



Gambar 4.3 Grafik psikometri kondisi awal

Sumber: ASHRAE HANDBOOK 2005

$$h_1 = 97.5 \text{ kJ/kg}_{da}$$

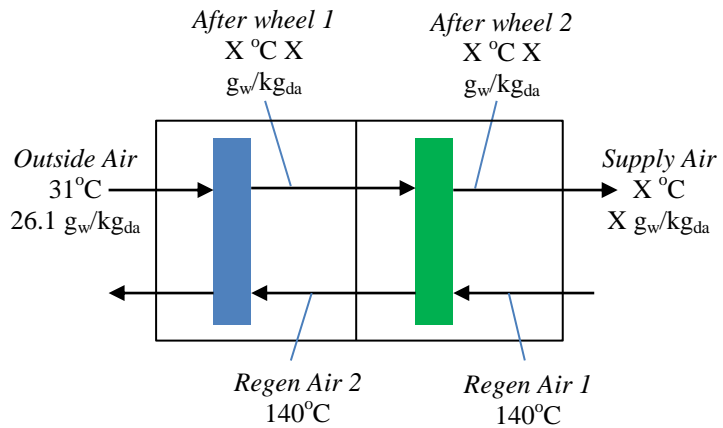
$$h_2 = 54.5 \text{ kJ/kg}_{da}$$

$$w_1 = 26.1 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$$

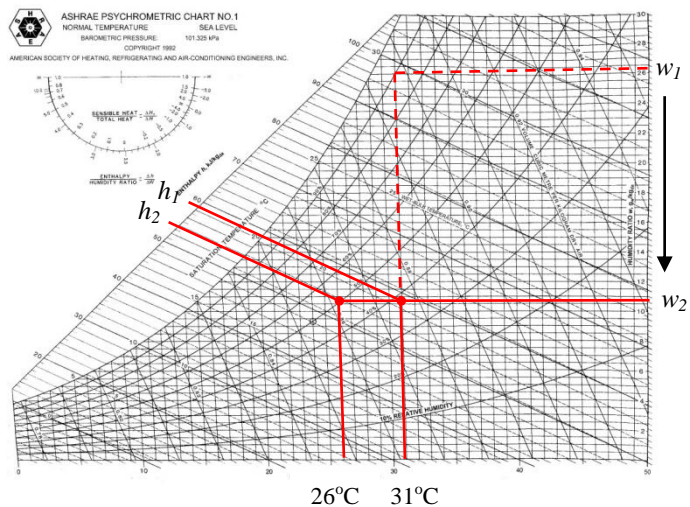
$$w_2 = 10.54 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$$

Dengan menggunakan *two-wheel desiccant*, *humidity ratio*, w_1 sebesar $26.1 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$ akan diturunkan sampai nilainya mendekati w_2 sebesar $10.54 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$. Analisa pengkondisian udara menggunakan *two-wheel desiccant* dilakukan dengan bantuan *desiccant wheel simulation program* untuk mendapatkan spesifikasi *wheel* yang paling sesuai.

4.2.2.2 Menggunakan *Two-wheel Desiccant*



Gambar 4.4 Skema kerja *desiccant wheel*



Gambar 4.5 Grafik psikometri proses dehumidifikasi menggunakan *two-wheel desiccant*

Aliran udara untuk proses dehumidifikasi dimulai dari *desiccant wheel 1* menuju *desiccant wheel 2*. Parameter desain pada *desiccant wheel simulation program* adalah sebagai berikut:

Desiccant Wheel 1

Desiccant process inlet

Air flow = 41221 m^3/h

Dry bulb temperature = 31°C

Wet bulb temperature = 29.7°C

Humidity ratio = 26.1 g_w/kg_{da}

Regeneration

T react = 140°C

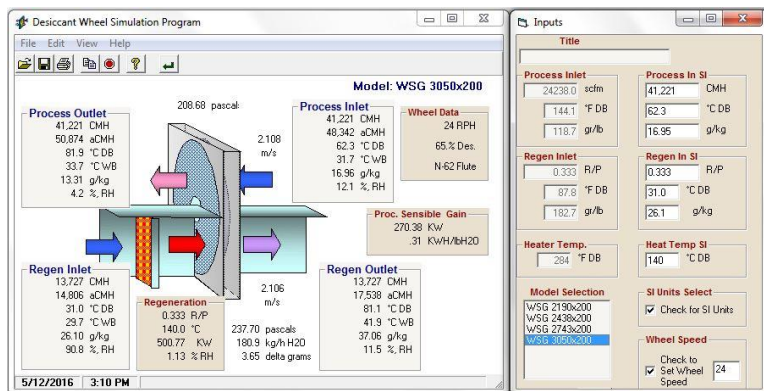
R/P Ratio = 0.333

Rotor information

Desiccant type = WSG

Rotor depth = 200 mm

Rotor velocity = 24 *rph*



Gambar 4.6 Program simulasi *Desiccant wheel*

Hasil proses dehumidifikasi pada *desiccant wheel 1*:

Process outlet

Tabel 4.3 Hasil dehumidifikasi pada *desiccant 1*

	<i>Rotor diameter</i>			
	2190	2438	2743	3050
<i>T°DB (°C)</i>	58.60	60.60	62.30	63.00
<i>T°WB (°C)</i>	31.30	31.40	31.70	31.80
<i>Humidity (g_w/kg_{da})</i>	17.64	17.20	16.95	17.03

Dengan pertimbangan ukuran ruangan yang akan digunakan untuk meletakkan *desiccant* berada pada *accommodation deck* dengan tinggi ruangan 2.5 meter, maka *desiccant wheel* yang dipilih:

Rotor dimension = 2190 mm x 200 mm

Dry bulb temperature = 58.60°C

Wet bulb temperature = 31.30°C

Humidity ratio = 17.64 g_w/kg_{da}

Udara hasil proses dehumidifikasi pada *desiccant wheel 1* kemudian diproses kembali pada *desiccant wheel 2* sebagai udara inlet.

Desiccant Wheel 2

Desiccant process inlet

Air flow = 41221 m³/h

Dry bulb temperature = 58.60°C

Wet bulb temperature = 31.3°C

Humidity ratio = 17.64 g_w/kg_{da}

Regeneration

T react = 140°C

R/P Ratio = 0.333

Hasil proses dehumidifikasi pada *desiccant wheel 2*:

Process outlet

Tabel 4.4 Hasil dehumidifikasi pada *desiccant 2*

	<i>Rotor diameter</i>			
	2190	2438	2743	3050
<i>T^oDB (°C)</i>	72.80	75.60	78.10	79.70
<i>T^oWB (°C)</i>	32.60	32.90	33.10	33.30
<i>Humidity (g_w/kg_{da})</i>	14.70	14.13	13.64	13.43

Desiccant wheel yang dipilih:

Rotor dimension = 2190 mm x 200 mm

Dry bulb temperature = 72.80°C

Wet bulb temperature = 32.60°C

Humidity ratio = 14.70 g_w/kg_{da}

Sedangkan aliran udara untuk proses regenerasi dimulai dari *desiccant wheel 2* menuju *desiccant wheel 1*. Kebutuhan temperatur pemanasan untuk kedua *rotor desiccant* adalah sebesar 140°C. Udara luar pada temperatur 31°C akan dipanaskan hingga mencapai temperatur 140°C sebagai udara reaktivasi *desiccant wheel 2*, kemudian setelah melewati *desiccant wheel 2* udara dipanaskan kembali hingga mencapai 140°C sebagai udara reaktivasi *desiccant wheel 1*.

Regeneration inlet

Air flow = 13727 m³/h

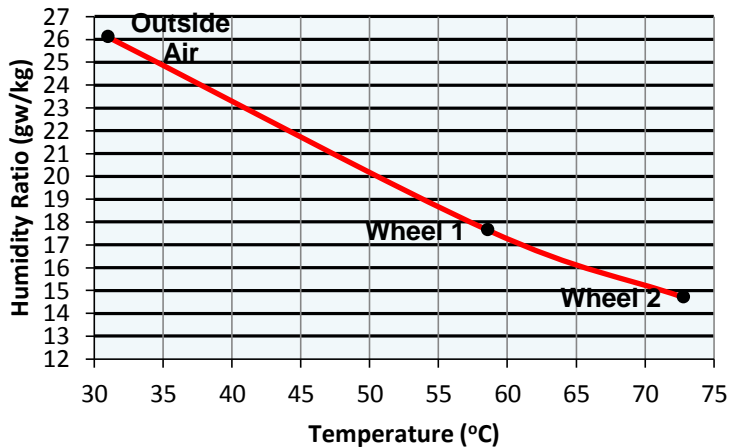
Dry bulb temperature = 31°C

Wet bulb temperature = 29.7°C

Humidity ratio = 26.1 g_w/kg_{da}

Regeneration outletAir flow = $13727 \text{ m}^3/\text{h}$ Dry bulb temperature = 97.50°C Wet bulb temperature = 43.30°C Humidity ratio = $34.92 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$

Hasil proses dehumidifikasi setelah melewati *two-wheel desiccant* ditampilkan pada grafik berikut:

WSG Dehumidification Result

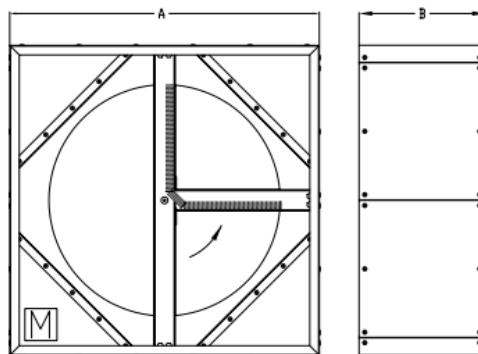
Gambar 4.7 Grafik hasil proses dehumidifikasi pada
WSG Desiccant wheel

Berdasarkan analisa hasil proses dehumidifikasi dan *desiccant* yang dipilih, maka desain rancangan telah sesuai dengan *space requirement* yang tersedia, namun penurunan nilai *humidity ratio* hanya dapat mencapai nilai $14.70 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$ dari rencana awal $10.54 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$.

Nilai *humidity ratio* tersebut jika diplotkan pada grafik psikrometri berada pada 69.28% kelembaban relatif. Parameter tersebut berada pada indeks 74 (*zona moderate Temperature Humidity Index*), sehingga hasil dehumidifikasi masih dapat dikatakan sesuai dengan perencanaan. Terkait dengan keterbatasan penurunan nilai *humidity ratio*, hal ini berkaitan dengan keterbatasan pemilihan diameter *desiccant*. Jika *two-wheel desiccant* diletakkan pada geladak terbuka tanpa ada batasan ukuran maksimal, maka diameter *desiccant* yang dipilih dapat mencapai 3050 mm dan nilai *humidity ratio* akan dapat diturunkan lebih kecil dari 14.70 $\text{g}_w/\text{kg}_{da}$ dengan konsekuensi komponen *desiccant* akan lebih cepat mengalami kerusakan karena pengaruh lingkungan luar. Spesifikasi *desiccant wheel* yang dipilih sebagai berikut:

Tabel 4.5 Spesifikasi *Silica Gel Desiccant*

Model No.	Wheel diameter (mm)	Wheel depth (mm)	Cassette Height/Width (inches) A	Cassette depth (inches) B	Approx. total Wt. (pounds)
2190	2190	200	96	17	2740



Gambar 4.8 Penampang rotor *desiccant*

4.3 Perencanaan Pemanas *Two-wheel Desiccant*

Rotor yang telah digunakan untuk menyerap kelembaban membutuhkan pemanas agar *desiccant wheel* dapat digunakan kembali untuk menyerap kelembaban.

Berdasarkan hasil proses dehumidifikasi, diketahui

Untuk *heater desiccant wheel 2*

Temperatur udara luar (T_1)	: 31°C
Temperatur udara reaktivasi (T_2)	: 140°C
Temperatur rata – rata	: 85.5°C
Kalor spesifik (C_p)	: 1.0086 kJ/kg.K
Density (ρ)	: 0.9842 kg/m^3
Laju aliran massa (m)	: 13727×0.9842 : 13510.11 kg/h : 3.753 kg/s
Daya pemanas (q_{heater})	: $m \times C_p \times (T_2 - T_1)$: $3.753 \times 1.0086 \times 109$: 412.57 kW

Untuk *heater desiccant wheel 1*

Temperatur awal (T_1)	: 97.5°C
Temperatur reaktivasi (T_2)	: 140°C
Temperatur rata – rata	: 118.75°C
Kalor spesifik (C_p)	: 1.0109 kJ/kg.K
Density (ρ)	: 0.9007 kg/m^3
Laju aliran massa (m)	: 13727×0.9007 : 12363.91 kg/h : 3.434 kg/s
Daya pemanas (q_{heater})	: $m \times C_p \times (T_2 - T_1)$: $3.434 \times 1.0109 \times 42.5$: 147.554 kW

Daya untuk *heater desiccant wheel* 2 direncanakan dapat disuplai dengan memanfaatkan panas dari *exhaust gas main engine*, MAN B&W S26MC.

4.3.1 Perhitungan Jumlah dan Temperatur Gas Buang

1. *Expected exhaust gas data.*

Nominal MCR (L_1), P_{L1} : 1600 kW (100%)

n_{L1} : 250 r/min (100%)

Specified MCR (M), P_M : 1360 kW (85%)

n_M : 225.0 r/min (85%)

Optimizing Point (O), $P_O = P_M$

Service Rating (S), P_S : 1280 kW (80%)

n_S : 208.9 r/min (80%)

2. *References condition.*

Air temperature, T_{air} 20°C

Air coolant temperature, T_{CW} 18°C

Barometric pressure, p_{bar} 1013 mbar

Exhaust gas back pressure, Δp_M 300 mmWC

3. Perhitungan estimasi temperatur gas buang.

Berikut adalah perhitungan estimasi jumlah dan temperatur gas buang:

(a) Menentukan koreksi titik M dan titik O.

Parameter yang dicari adalah:

$\Delta m_{M\%}$, ΔT_M , dan ΔT_O

Dimana:

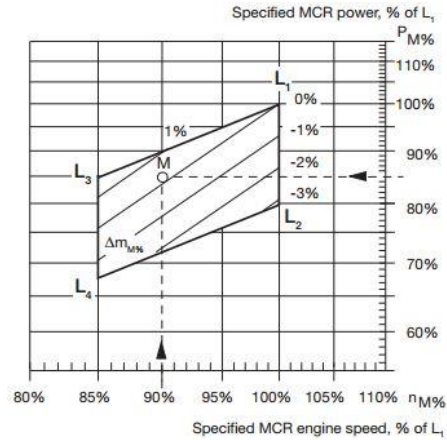
$\Delta m_{M\%}$: Change of specific exhaust gas amount, %.

ΔT_M : Change in exhaust gas temperature relative to the L_1 value, °C.

ΔT_O : Extra change in exhaust gas temp., °C.

$$P_{M\%} = (1360 / 1600) \times 100 = 85\%$$

$$n_{M\%} = (225 / 250) \times 100 = 90\%$$



Gambar 4.9 Grafik *engine envelope* S26MC

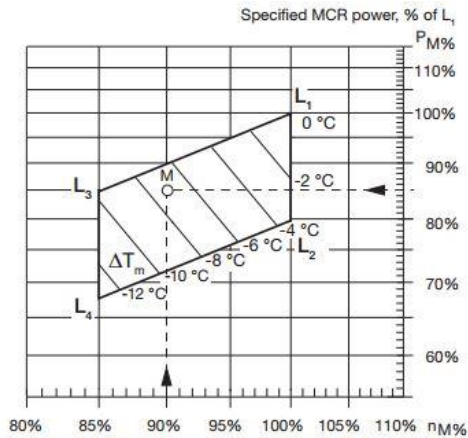
$$\Delta m_{M\%} = 14 \times \ln(P_M/P_{L1}) - 24 \times \ln(n_M/n_{L1})$$

Sehingga,

$$\Delta m_{M\%} = 14 \times \ln(1360/1600) - 24 \times \ln(225/250)$$

$$\Delta m_{M\%} = 14 \times \ln(0.85) - 24 \times \ln(0.9)$$

$$\Delta m_{M\%} = +0.245\%$$



Gambar 4.10 Grafik koreksi titik M dan titik O

$$\Delta T_M = 15 \times \ln(P_M/P_{L1}) - 45 \times \ln(n_M/n_{L1})$$

Sehingga,

$$\Delta T_M = 15 \times \ln(1360/1600) - 45 \times \ln(225/250)$$

$$\Delta T_M = 15 \times \ln(0.85) - 45 \times \ln(0.9)$$

$$\Delta T_M = -7.2^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_O = -0.3 \times (100 - P_{O\%}) = 0$$

$$\text{as } P_{O\%} = 100$$

Sehingga,

$$\Delta T_O = -0.3 \times (100 - 100) = 0^\circ\text{C}$$

- (b) Menentukan koreksi untuk kondisi *ambient* dan *back pressure*.

Parameter yang dicari adalah: $\Delta M_{amb\%}$ dan ΔT_{amb}

Dimana:

$\Delta M_{amb\%}$: Change in exhaust gas amount, %.

ΔT_{amb} : Change in exhaust gas temperature, $^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned} \Delta M_{amb\%} &= -0.41 \times (T_{air} - 25) + 0.03 \times (p_{bar} - 1000) \\ &\quad + 0.19 \times (T_{CW} - 25) - 0.011 \times (\Delta p_M - 300) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= -0.41 \times (20 - 25) + 0.03 \times (1013 - 1000) \\ &\quad + 0.19 \times (18 - 25) - 0.011 \times (300 - 300) \end{aligned}$$

$$\Delta M_{amb\%} = +1.11 \%$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{amb} &= 1.6 \times (T_{air} - 25) - 0.01 \times (p_{bar} - 1000) + \\ &\quad 0.1 \times (T_{CW} - 25) + 0.05 \times (\Delta p_M - 300) \\ &= 1.6 \times (20 - 25) - 0.01 \times (1013 - 1000) + \\ &\quad 0.1 \times (18 - 25) + 0.05 \times (300 - 300) \end{aligned}$$

$$\Delta T_{amb} = -8.8^\circ\text{C}$$

(c) Menentukan koreksi terhadap *engine load*.

Parameter yang dicari adalah : $\Delta M_{s\%}$ dan ΔT_s

Dimana:

$\Delta M_{s\%}$: *Change in specific exhaust gas amount, %.*

ΔT_s : *Change in exhaust gas temperature, °C.*

$$\Delta M_{s\%} = 37 \times (P_s/P_M)^3 - 83 \times (P_s/P_M)^2 + 31 \times (P_s/P_M) + 15$$

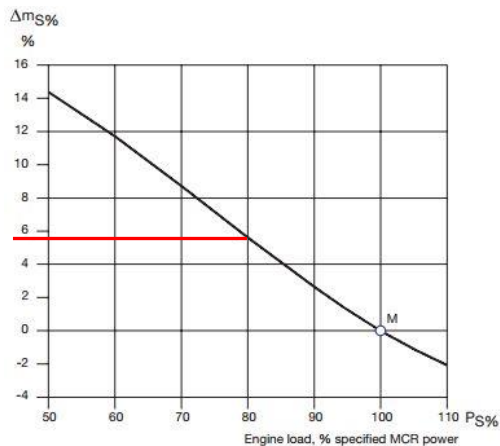
$$\Delta M_{s\%} = 37 \times (1280/1360)^3 - 83 \times (1280/1360)^2 + 31 \times (1280/1360) + 15$$

$$\Delta M_{s\%} = + 5.6 \%$$

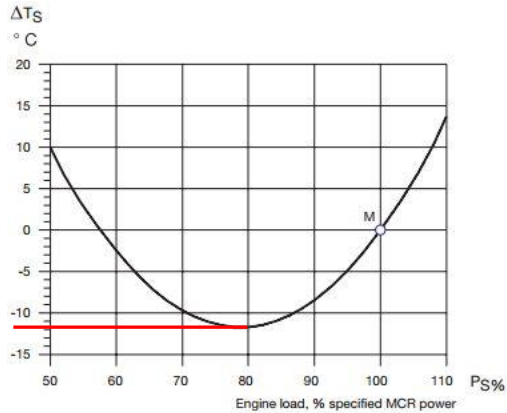
$$\Delta T_s = 262 \times (P_s/P_M)^2 - 413 \times (P_s/P_M) + 151$$

$$\Delta T_s = 262 \times (1280/1360)^2 - 413 \times (1280/1360) + 151$$

$$\Delta T_s = - 11.7^\circ\text{C}$$



Gambar 4.11 Grafik *engine load* untuk nilai ΔM_s



Gambar 4.12 Grafik *engine load* untuk nilai ΔT_s

- (d) Menentukan massa dan temperatur gas buang.

Parameter yang dicari adalah:

M_{exh} : *exhaust gas amount*, kg/h.

T_{exh} : *exhaust gas temperature*, °C.

Berdasarkan *list of capacities* pada *engine project guide*,

Exhaust gas flow, M_{L1} : 18600 kg/h

Temperature, T_{L1} : 265°C

Sehingga,

$$M_{exh} = M_{L1} \times \frac{P_M}{P_{L1}} \times \left\{ 1 + \frac{\Delta m_{M\%}}{100} \right\} \times \left\{ 1 + \frac{\Delta M_{amb\%}}{100} \right\} \\ \times \left\{ 1 + \frac{\Delta m_{s\%}}{100} \right\} \times \frac{P_{s\%}}{100} \pm 5\%$$

$$M_{exh} = 18600 \times \frac{1360}{1600} \times \left\{ 1 + \frac{0.245}{100} \right\} \times \left\{ 1 + \frac{1.11}{100} \right\} \\ \times \left\{ 1 + \frac{5.6}{100} \right\} \times \frac{80}{100}$$

$$M_{exh} = 13538 \text{ kg/h } \pm 5\%$$

$$M_{exh} = 14175 \text{ kg/h (diambil } + 5\%)$$

$$\begin{aligned}
 T_{exh} &= T_{L1} + \Delta T_M + \Delta T_O + \Delta T_{amb} + \Delta T_s \text{ } ^\circ\text{C} \pm 15^\circ\text{C} \\
 &= 265 + 7.2 + 0 + 8.8 - 11.7 \\
 &= 237^\circ\text{C} \text{ } -/+ 15^\circ\text{C} = 252^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

4.3.2 Perhitungan Daya yang dihasilkan oleh Gas Buang

$$\begin{aligned}
 \text{Massa jenis, } \rho &= 1.293 \times \left\{ \frac{273}{273+T} \right\} \times 1.015 \text{ kg/m}^3 \\
 &= 1.293 \times \left\{ \frac{273}{273+252} \right\} \times 1.015 \text{ kg/m}^3 \\
 &= 1.293 \times 0.52 \times 1.015 \\
 &= 0.683 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned}$$

Kapasitas aliran udara gas buang (V_{exh}),

$$\begin{aligned}
 V_{exh} &= M_{exh} / \rho \\
 &= 14175 / 0.683 \\
 &= 20754 \text{ m}^3/\text{h} \\
 &= 5.765 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

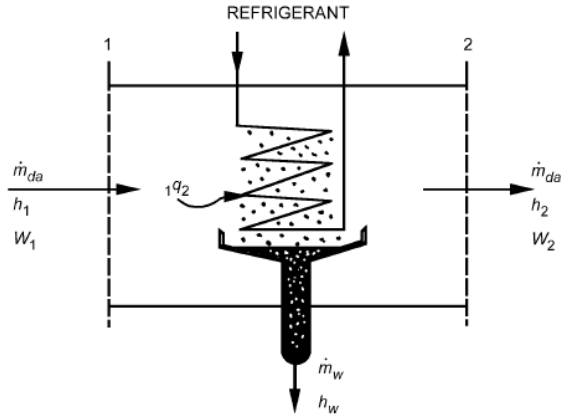
Daya yang dihasilkan oleh gas buang,

$$\begin{aligned}
 Q_{exh} &= \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot V_{exh} \\
 &= 0.683 \times 1 \times (252 - 140) \times 5.765 \\
 &= 440.99 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan hasil perhitungan, diperoleh hasil bahwa temperatur gas buang yang dihasilkan oleh gas buang sebesar 252°C dapat menghasilkan daya sebesar 440.99 kW. Daya yang dihasilkan oleh panas gas buang tersebut dapat digunakan untuk memenuhi kebutuhan *heater* pada *desiccant wheel 2* sebesar 412.57 kW, sedangkan untuk pemenuhan kebutuhan *heater* pada *desiccant wheel 1* akan dipenuhi dengan menggunakan pemanas konvensional.

4.4 Perencanaan Pendingin *Two-wheel Desiccant*

4.4.1 Kapasitas Pendinginan



Gambar 4.13 Skema proses pendinginan udara

Sumber: *Psychrometric* (ASHRAE 2005)

Kesetimbangan kalor

$$\begin{aligned}
 \text{Awal} + \text{Proses} &= \text{Akhir} \\
 m_{da} \cdot h_1 + \{(+q + m_w \cdot h_{w1})\} &= m_{da} \cdot h_2 \\
 (+q) + (m_w \cdot h_{w2}) &= (m_{da} \cdot h_1) - (m_{da} \cdot h_2) \\
 (+q) + (m_w \cdot h_{w2}) &= m_{da} \cdot (h_1 - h_2) \\
 q &= m_{da} \cdot [(h_1 - h_2) - (m_w \cdot h_{w2})]
 \end{aligned}$$

Kesetimbangan massa

$$\begin{aligned}
 \text{Awal} + \text{Proses} &= \text{Akhir} \\
 m_{da} \cdot W_2 + m_w &= m_{da} \cdot W_1 \\
 m_w &= m_{da} \cdot (W_1 - W_2)
 \end{aligned}$$

Berdasarkan proses dehumidifikasi yang telah dilakukan, diketahui beberapa parameter berikut:

Kondisi desain:

$$T_1 = 26^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 54.5 \text{ kJ/kg}_{\text{da}}$$

$$v_1 = 0.861 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{da}}$$

Kondisi udara luar:

$$T_2 = 31^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 97.5 \text{ kJ/kg}_{\text{da}}$$

$$v_2 = 0.897 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{da}}$$

Kondisi udara hasil dehumidifikasi:

$$T_3 = 72.8^\circ\text{C}$$

$$h_3 = x$$

$$v_3 = x$$

Perhitungan dilakukan dengan mencari nilai h_3 dan v_3 pada temperatur 72.8°C :

Tabel 4.6 Nilai entalpi dan volume spesifik

No.	Temperature (T)	Enthalpy (h)	Specific vol. (v)
1	26	54.5	0.861
2	31	97.5	0.897
3	72.8	112.20	1.0032

Mencari nilai m_{da} dengan persamaan:

$$m_{da} = \frac{Q}{v_3}$$

Dimana:

m_{da} : laju aliran massa (kg/s)

Q : kapasitas udara (m^3/s)

v_3 : volume spesifik pada temperatur 72.8°C (m^3/kg)

Sehingga:

$$\begin{aligned} m_{da} &= \frac{Q}{v_3} \\ &= \frac{11.45}{1.0032} \\ &= 11.41 \text{ kg}_{da}/s \end{aligned}$$

Kemudian nilai m_{da} dimasukkan ke dalam persamaan q sebagai berikut:

$$q = m_{da} [(h_3 - h_1) - (w_3 - w_1) \cdot h_{w2}]$$

Dalam persamaan ini, karena kelembaban udara sudah diserap melalui *desiccant*, maka tidak terjadi panas laten, sehingga nilai $w_3 - w_1 = 0$

$$\begin{aligned} q &= m_{da} [(h_3 - h_1)] \\ &= 11.41 [(97.5 - 54.5)] \\ &= 11.41 \times 43 \\ &= 490.63 \text{ kW} \end{aligned}$$

Kebutuhan pendinginan sebesar 490.63 kW akan disuplai dengan koil pendingin sebagai pendingin utama. Untuk mengurangi beban pendinginan tersebut, akan dirancang skema penukar kalor yang memanfaatkan air kondensat dari mesin AC untuk mendinginkan udara hasil proses dehumidifikasi. Perencanaan sistem penukar kalor dimulai dengan menghitung beban pendinginan pada ruang akomodasi untuk menentukan jumlah mesin AC yang akan digunakan, kemudian menentukan estimasi kapasitas air kondensat yang dapat dihasilkan.

4.4.2 Perhitungan Beban Panas pada Ruang Akomodasi

1. Ruang Akomodasi

Luasan ruang akomodasi berdasarkan data *general arrangement*:

Tabel 4.7 Luasan ruang akomodasi

<i>No</i>	<i>Room</i>	<i>Area</i>
1	<i>Crew room</i>	4.04 m^2
2	<i>Stockman 1</i>	4.24 m^2
3	<i>Stockman 2</i>	4.24 m^2
4	<i>Stockman 3</i>	4.04 m^2
5	<i>Stockman 4</i>	2.70 m^2
6	<i>Stockman 5</i>	2.70 m^2
7	<i>Stockman 6</i>	2.70 m^2
8	<i>Captain room</i>	5.00 m^2
9	<i>Crew mess room</i>	5.24 m^2
10	<i>Galley</i>	4.41 m^2
11	<i>Store</i>	1.80 m^2
12	<i>Veterinary</i>	3.60 m^2
13	<i>Shower</i>	2.40 m^2
14	<i>Toilet</i>	1.32 m^2
15	<i>Wheel house</i>	17.6 m^2

2. Perhitungan Beban Panas

Dengan mengacu pada ISO 7574: *Ship and Marine Technology – Air Conditioning and Ventilation of Accommodation Spaces*, total beban panas (\dot{Q}_{total}) dapat dihitung dengan menjumlahkan nilai panas transmisi (\dot{Q}), panas radiasi matahari (\dot{Q}_s), panas dari manusia (\dot{Q}_p), dan panas lampu penerangan (\dot{Q}_L). Ringkasan hasil perhitungan beban panas untuk ruang akomodasi ditunjukkan pada Tabel 4.9 berikut:

Tabel 4.8 Hasil Perhitungan Beban Panas

<i>No</i>	<i>Room</i>	\emptyset	\emptyset_s	\emptyset_p	\emptyset_l	\emptyset_{total}
		<i>Watt</i>	<i>Watt</i>	<i>Watt</i>	<i>Watt</i>	<i>Watt</i>
1	<i>Crew room</i>	127.88	329.16	120.00	32.32	609.35
2	<i>Stockman 1</i>	131.47	284.33	120.00	33.92	569.72
3	<i>Stockman 2</i>	131.47	284.33	120.00	33.92	569.72
4	<i>Stockman 3</i>	271.31	329.16	120.00	32.32	752.79
5	<i>Stockman 4</i>	247.26	691.22	120.00	21.36	1079.84
6	<i>Stockman 5</i>	205.27	814.94	120.00	21.52	1161.74
7	<i>Stockman 6</i>	206.01	1483.6	120.00	21.12	1830.82
8	<i>Capt. room</i>	203.63	0.00	120.00	40.00	363.63
9	<i>Mess room</i>	149.24	255.69	470.00	52.40	927.34
10	<i>Galley</i>	261.64	2788.7	470.00	44.10	3564.49
11	<i>Store</i>	58.63	638.27	0.00	14.32	711.22
12	<i>Veterinary</i>	256.66	1488.0	235.00	28.80	2008.47
13	<i>Shower</i>	240.99	1617.1	235.00	19.20	2112.31
14	<i>Toilet</i>	152.34	127.61	235.00	10.56	525.51
15	<i>Wheel house</i>	224.19	17038	705.00	352.0	18319.25
<i>TOTAL (Watt)</i>						35106.18
<i>TOTAL (kW)</i>						35.11

Nilai total beban panas untuk ruang akomodasi sebesar 35.11 kW menunjukkan bahwa harus disediakan sejumlah mesin *Air Conditioner* (AC) untuk mendinginkan ruang akomodasi dengan total kapasitas pendinginan yang setara dengan total beban panas yang telah dihitung. Masing – masing mesin AC yang dipasang akan menghasilkan air kondensat dengan temperatur dan kapasitas sesuai dengan kondisi operasionalnya. Air kondensat tersebut akan dimanfaatkan sebagai media pendingin untuk mendinginkan udara hasil proses dehumidifikasi.

4.4.3 Penentuan Temperatur dan Kapasitas Air Kondensat

Penentuan temperatur dan kapasitas air kondensat dilakukan dengan melakukan pengukuran secara fisik terhadap satu unit *Air Conditioner* (AC) 1 PK yang terpasang pada *Marine Machinery and System Laboratory*. Berikut adalah spesifikasi dari unit *Air Conditioner* (AC) yang digunakan:

Tabel 4.9 Spesifikasi mesin AC

<i>Model</i>	AH-A9NCY
<i>Rated voltage</i>	220-240 V
<i>Rated frequency</i>	50 Hz
<i>Cooling capacity</i>	2.50 kW
<i>Air flow volume</i>	500 m ³ /h
<i>Sound pressure level</i>	37 dB
<i>Weight</i>	9 kg
<i>Manufactured date</i>	2012.06



Gambar 4.14 Pengukuran volume air kondensat AC

Air buangan dari kondensor dialirkan melalui pipa dan ditampung dalam gelas ukur. Pengujian dilakukan secara periodik untuk mengukur laju aliran air kondensat. Hasil pengujian terhadap laju aliran air kondensat ditunjukkan pada tabel 4.11 berikut:

Tabel 4.10 Hasil Pengujian Laju Aliran Air Kondensat

Temperatur Operasional (°C)	Volume air kondensat (mL)	Temperatur kondensat (°C)	Waktu (menit)
16	142.5	20	5
20	140	20	5
24	135	21	5

Dengan asumsi bahwa ruang akomodasi dikondisikan pada temperatur 24°C, maka volume air kondensat yang dihasilkan oleh 1 unit AC dalam waktu 1 jam adalah:

$$\text{Kapasitas } (Q_{\text{kondensat}}) = 135 \times 12 = 1620 \text{ mL/h}$$

Mengacu pada nilai beban panas ruang akomodasi sebesar 35.11 kW, maka jika pemenuhan kebutuhan pendinginan tersebut dipenuhi dengan menggunakan AC split 1 PK (*cooling capacity* 2.5 kW), maka jumlah AC yang dibutuhkan adalah:

$$\text{Unit AC yang dibutuhkan} = 35.11 / 2.5 \approx 15 \text{ unit}$$

Sehingga, kapasitas yang mampu dihasilkan oleh 15 unit AC adalah:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{total air kondensat}} &= 1620 \text{ mL/h} \times 15 \\
 &= 24300 \text{ mL/h} \\
 &= 0.0243 \text{ m}^3/\text{h}
 \end{aligned}$$

Kapasitas total air kondensat yang mampu dihasilkan oleh 15 unit AC adalah sebesar $0.0243 \text{ m}^3/\text{h}$. Jumlah tersebut masih terlalu kecil untuk disirkulasikan sebagai media pendingin, sehingga air kondensat perlu ditampung di dalam tangki penyimpanan selama beberapa saat untuk mendapatkan kapasitas yang lebih besar. Pada perencanaan ini tangki penyimpanan didesain untuk dapat menampung air kondensat selama 24 jam dan dilengkapi dengan insulasi untuk mencegah kenaikan temperatur air kondensat di dalam tangki selama waktu pengisian. Air kondensat akan ditampung dalam tangki insulasi selama 24 jam sehingga kapasitas air yang akan diperoleh adalah sebesar $0.0243 \text{ m}^3 \times 24 = 0.5832 \text{ m}^3$

4.4.4 Desain Insulasi Tangki Penyimpan

Dalam merencanakan insulasi tangki untuk menentukan nilai *heat loss* selama waktu pengisian, digunakan perumusan dan metode perhitungan berdasarkan *Predict Storage Tank Heat Transfer Precisely*, Jimmy D. Kumana dan Samir P. Khotari. Parameter desain yang akan digunakan dalam mendesain tangki insulasi ditunjukkan pada Tabel 4.12.

Tabel 4.11 Parameter Desain Insulasi Tangki

<i>Fouling coefficient</i>	<i>Value</i>	<i>Units</i>
Dry wall (hf_d)	704.912	BTU/ft ² h.F
Wet wall (hf_w)	528.684	BTU/ft ² h.F
Roof (hf_r)	704.912	BTU/ft ² h.F
Bottom (hf_b)	528.684	BTU/ft ² h.F

Tabel 4.12 Parameter Desain Insulasi Tangki (lanjutan)

<i>Thermal conductivity</i>	<i>Value</i>	<i>Units</i>
Galvanized steel wall (k_M)	24.51	BTU/ft ² h.F
Insulation glass wool (k_I)	0.0289	BTU/ft ² h.F
Material thickness (t_M)	0.02	ft
Insulation thickness (t_I)	0.164	ft
<i>Surface emissivity</i>	<i>Value</i>	<i>Units</i>
Wall and roof (ϵ)	0.8	-
<i>Tank Dimension</i>	<i>Value</i>	<i>Units</i>
Diameter (D)	3.28	ft
Height (L)	3.28	ft
Water length (L_w)	2.44	ft
<i>Temperature</i>	<i>Value</i>	<i>Units</i>
Air in tank (T_V)	68	F
Water in tank (T_L)	68	F
Outside air (T_A)	87.8	F
<i>Properties of water</i>	<i>Value</i>	<i>Units</i>
Density (ρ)	62.303	lb/ft ³
Specific heat (C_p)	0.998	BTU/lb.F
Dynamic viscous (μ)	2.4239	lb/ft.h
Thermal conductivity (k)	0.3458	BTU/lb.F
Vol expansion coeff. (β)	0.000207	/F
<i>Properties of Air</i>	<i>Value</i>	<i>Units</i>
Density (ρ)	0.07516	lb/ft ³
Specific heat (C_p)	0.2405	BTU/lb.F
Dynamic viscous (μ)	0.044	lb/ft.h
Thermal conductivity (k)	0.0145	BTU/lb.F
Vol expansion coeff. (β)	0.00341	/F

Nilai *heat loss* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan [2.5], dan hasil perhitungan ditunjukkan pada Tabel 4.17

Tabel 4.13 Nilai *heat loss* pada permukaan tangki

<i>Surface</i>	<i>U</i>	<i>A</i>	ΔT	<i>q</i>
	<i>BTU/ft²h.F</i>	<i>ft²</i>	<i>°F</i>	<i>BTU/h</i>
<i>Dry wall</i>	0.1200	8.68	19.8	20.6253
<i>Wet wall</i>	0.1693	25.10	19.8	84.1399
<i>Roof</i>	0.1008	15.06	19.8	30.0564
<i>Bottom</i>	0.1728	8.45	19.8	28.9012
<i>Total</i>		57.28		163.7228

Heat loss dalam waktu 24 jam:

$$\begin{aligned}
 Q_{24 \text{ jam}} &= Q_{\text{total}} \times 24 \\
 &= 163.7288 \times 24 \\
 &= 3948.9938 \text{ kJ/day}
 \end{aligned}$$

Temperatur air kondensat dalam 24 jam:

$$Q = m \times Cp \times \Delta T$$

Dimana

$$m = 581.917 \text{ kg/day}$$

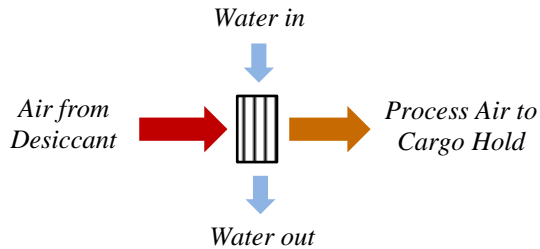
$$Cp = 4.1816 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta T &= \frac{Q}{\dot{m} \times Cp} = \frac{3948.9938}{581.917 \times 4.1816} \\
 &= 1.62^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Sehingga temperatur air di dalam tangki adalah

$$T_{\text{akhir}} = 21^\circ\text{C} + 1.62^\circ\text{C} = 22.62^\circ\text{C}$$

4.4.5 Kapasitas Pendinginan Air Kondensat



Gambar 4.15 Skema Pendingin dengan Air Kondensat

Proses pendinginan dengan menggunakan media air kondensat dilakukan dengan melibatkan fluida air (kondensat AC) dan udara (hasil dehumidifikasi).

Diketahui:

T_1 : Temperatur awal air kondensat ($^{\circ}\text{C}$)
: 22.62°C

T_2 : Temperatur air keluar yang direncanakan ($^{\circ}\text{C}$)
: 50°C

T_{av} : Temperatur rata – rata fluida ($^{\circ}\text{C}$)
: 36.31°C

Q : Kapasitas fluida (m^3/h)
: $0.5832 \text{ m}^3/\text{h}$

ρ : *Density* air (kg/m^3)
: $993.5 \text{ kg}/\text{m}^3$

m : Laju aliran massa air kondensat (kg/s)
: $0.5832 \text{ m}^3/\text{h} \times 993.5 \text{ kg}/\text{m}^3$
: $579.41 \text{ kg}/\text{h}$
: $0.161 \text{ kg}/\text{s}$

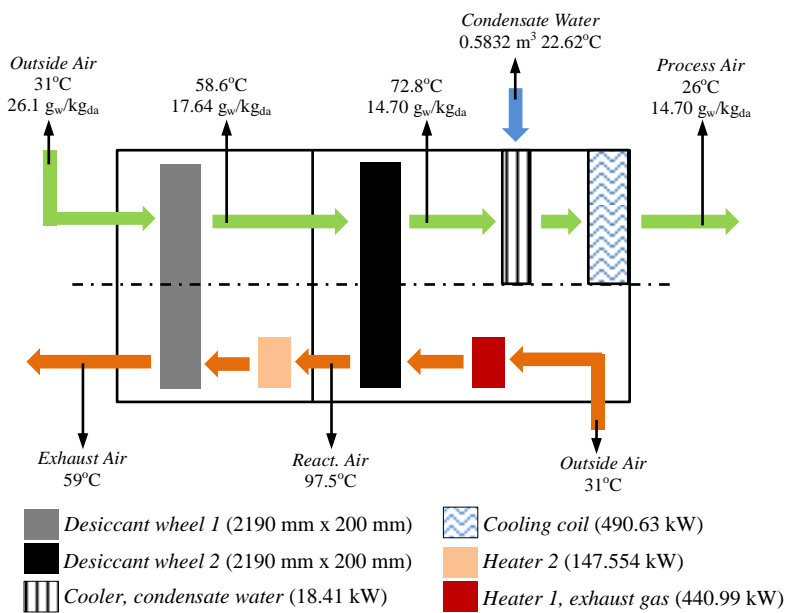
C_p : Kalor spesifik ($\text{kJ}/\text{kg.K}$)
: $4.1783 \text{ kJ}/\text{kg.K}$

Maka berdasarkan neraca panas diperoleh:

$$\begin{aligned} q_{he} &= m \times Cp \times (T_2 - T_1) \\ &= 0.161 \times 4.1783 \times (50 - 22.62) \\ &= 18.41 \text{ kW} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diperoleh hasil bahwa penggunaan air kondensat mesin AC sebagai media pendingin untuk udara hasil dehumidifikasi dapat mengurangi beban pendinginan *cooling coil* sebesar 18.41 kW. Nilai tersebut akan semakin besar jika fluida pendingin (air kondensat) dapat disirkulasikan dengan kapasitas yang lebih besar dari nilai kapasitas pada perhitungan.

4.5 Kondisi Desain pada *Two-wheel Desiccant*



Gambar 4.16 Skema Kondisi Desain *Two-wheel Desiccant*

LAMPIRAN

DATA KAPAL PEMBANDING

- OWNER : Ocean Maru Marine Service
- 2657 DWT Gearless General Cargo
- Made in Japan 1987
- FLAG/CLASS : Korea / Korea Register (KR)
- BUILD : March, 1987 Murakami Shipyard, co.ltd
- DWT : 2,657 mt on 5.264 m
- GT : 1,153 ton
- L x B x D : 68.4 x 12.5 x 6.6 m
- Grain/Bale : 2449/2449 cbm
- HO/HA : 1 Hold/1 Hatch
- Hatch Size : 38.4 x 9.2 m
- Hatch Cover : Steel Pontoon

A detailed line drawing of the ship's side profile. The hull is marked with a vertical scale on the left from 0 to 100 feet. The superstructure includes a bridge with a radar scanner, a funnel, and various lifeboats. Section lines A-A and B-B are indicated with arrows pointing to the right. The text "SIDE VIEW" is written vertically on the right side of the drawing.

[illegible]

LENGTH OVERALL	: 54.60	m
LENGTH OF WATERLINE	: 52.40	m
LENGTH, BP	: 48.00	m
BREADTH MLD	: 9.00	m
DEPTH MLD	: 5.00	m
DRAUGHT DESIGN	: 4.30	m
SERVICE SPEED	: 12.00	Knots

LENGTH OVERALL	: 54.60	m
LENGTH OF WATERLINE	: 52.40	m
LENGTH, BP	: 48.00	m
BREADTH MLD	: 9.00	m
DEPTH MLD	: 5.00	m
DRAUGHT DESIGN	: 4.30	m
SERVICE SPEED	: 12.00	Knots

INSULASI PADA TANGKI

Data Input

Fouling coefficient	Value	Units
Dry wall (hf_d)	704.912	BTU/ft ² h.F
Wet wall (hf_w)	528.684	BTU/ft ² h.F
Roof (hf_r)	704.912	BTU/ft ² h.F
Bottom (hf_b)	528.684	BTU/ft ² h.F
Thermal conductivity	Value	Units
Galvanized steel wall (k_M)	24.51	BTU/ft ² h.F
Insulation glass wool (k_i)	0.0289	BTU/ft ² h.F
Material thickness (t_M)	0.02	ft
Insulation thickness (t_i)	0.164	ft
Surface emissivity	Value	Units
Wall and roof (ϵ)	0.8	
Temperature	Value	Units
Moist air in tank (T_v)	68	F
Water in tank (T_L)	68	F
Outside air (T_A)	87.8	F
Tank Dimension	Value	Units
Diameter (D)	3.28	ft
Height (L)	3.28	ft
Water length (Lw)	2.44	ft
Physical properties of water	Value	Units
Density (ρ)	62.303	lb/ft ³
Specific heat (Cp)	9.98E-01	BTU/lb.F
Dynamic viscous (μ)	2.4239	lb/fth
Thermal conductivity (k)	0.3458	BTU/lb.F
Coeff.t of volumetric expansio	0.000207	/F
Physical properties of Air	Value	Units
Density (ρ)	0.07516	lb/ft ³
Specific heat (Cp)	0.2405	BTU/lb.F
Dynamic viscous (μ)	0.044	lb/fth
Thermal conductivity (k)	0.0145	BTU/lb.F
Coeff.t of volumetric expansio	0.00341	/F

Perhitungan luasan daerah masing - masing dinding

$$A_d = \pi D (L - L_w)$$

$$A_w = \pi D L_w$$

$$A_b = \pi D^2 / 4$$

$$A_r = (\pi D / 2)(\pi D^2 / 4 + d^2)^{1/2}$$

Hasil perhitungan

$$A_d = 8.68 \text{ ft}^2$$

$$A_w = 25.10 \text{ ft}^2$$

$$A_b = 8.45 \text{ ft}^2$$

$$A_r = 15.06 \text{ ft}^2$$

Perhitungan koefisien thermal masing - masing dinding

Coefficient vapor dinding dalam (h_{vw})

$$T_w = (T_v + T_a) / 2$$

$$= 77.9 \text{ F}$$

$$N_{GR} = 1.9 \times 10^7 (L - L_w)^3 (T_w - T_v)$$

$$= 112762454$$

$$N_{PR} = 0.28$$

$$N_{nu} = 0.138 \times N_{GR}^{0.36} \times (N_{PR}^{0.175} - 0.55)$$

$$= 27.36$$

$$h_{vw} = (N_{nu} \times k) / (L - L_w)$$

$$= 0.4705$$

Coefficient liquid dinding dalam (h_{Lw})

$$\text{dimana } \Delta T = T_a - (T_L + T_a) / 2$$

$$= 9.9 \text{ F}$$

$$N_{GR} = L^3 \times \rho^2 \times g \times \beta \times (\Delta T / \mu)$$

$$N_{GR} = 1134.90$$

$$N_{PR} = cp \times (\mu/k)$$

$$= 6.996$$

$$N_{GR} \times N_{PR} = 7939.197716$$

$$h_{LW} = (0.495k / L_W) (N_{GR} \times N_{PR})^{0.25}, \text{ atau } 0.6631$$

$$h_{LW} = (0.45k / L_W^{0.75}) (N_{GR} \times N_{PR})^{0.25} \quad 0.7531$$

(pilih yang terbesar)

$$h_{LW} = 0.7531$$

Coefficient vapor pada atap (h_{Vr})

$$T_w = (T_v + T_A) / 2$$

$$= 77.9 \quad F$$

$$N_{GR} = 1.9 \times 10^7 D^3 (T_w - T_v)$$

$$= 6637588531$$

$$N_{PR} = 0.28$$

$$h_{Vr} = (0.27 \times k/D)(N_{GR} \times N_{PR})^{0.25}$$

$$= 0.2478$$

Coefficient liquid pada alas (h_{Lb})

$$T_w = (T_L + T_A + 5) / 2$$

$$= 80.4 \quad F$$

$$N_{GR} = 97.47 D^3 (T_w - T_L)$$

$$= 42649.52$$

$$N_{PR} = cp \times (\mu/k)$$

$$= 6.9955$$

$$N_{nu} = 0.14 (N_{GR} \times N_{PR})^{0.33}$$

$$= 8.9700$$

$$h_{Lb} = (N_{nu} \times k) / (L - L_w)$$

$$= 3.6787$$

Coefficient outside air pada atap (hAr)

$$N_{GR} = 1.9 \times 10^7 D^3 (T_A - T_{ws}) \quad \text{asumsi } T_{ws} = T_w$$

$$= 4961429811$$

$$N_{PR} = 0.28$$

$$N_{nu} = 0.14 (N_{GR} \times N_{PR})^{0.33}$$

$$= 145.6265$$

$$h_{Ar} = (N_{nu} \times k) / (L - L_w)$$

$$= 2.5043$$

Coefficient outside air pada dinding luar (hAw)

$$N_{GR} = 1.9 \times 10^7 L^3 \Delta T$$

$$\Delta T = (T_w - T_L) / 4$$

$$= 3.1$$

$$N_{GR} = 2078436813$$

$$N_{PR} = cp \times (\mu/k)$$

$$= 6.9955$$

$$N_{nu} = 0.138 N_{GR}^{0.36} (N_{PR}^{0.175} - 0.55)$$

$$= 266.9963$$

$$h_{AW} = (N_{nu} \times k) / (L - L_w)$$

$$= 109.4977$$

Conduction coefficient

$$\begin{aligned}h_M &= k_M / t_M \\&= 1225.5\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_I &= k_I / t_I \\&= 0.17622\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_G &= 8k_G / \pi D \\&= 19.038\end{aligned}$$

Radiation coefficient

$$\begin{aligned}T_{WS} &= T_A + 0.5 (T_V + T_A) \\&= 165.7\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{Rd} &= \frac{0.1713\varepsilon}{T_{WS} - T_A} \left[\left(\frac{T_{WS} + 460}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_A + 460}{100} \right)^4 \right] \\&= 1.112183\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T_{WS} &= T_A + 0.5 (T_L + T_A) \\&= 165.7\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{Rw} &= \frac{0.1713\varepsilon}{T_{WS} - T_A} \left[\left(\frac{T_{WS} + 460}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_A + 460}{100} \right)^4 \right] \\&= 1.112183\end{aligned}$$

Koefisien heat transfer

$$\begin{aligned}\frac{1}{U_d} &= \frac{1}{h_{VW}} + \frac{t_M}{k_M} + \frac{t_I}{k_I} + \frac{1}{(h_{AW} + h_{RD})} + \frac{1}{h_{FD}} \\ \frac{1}{U_w} &= \frac{1}{h_{LW}} + \frac{t_M}{k_M} + \frac{t_I}{k_I} + \frac{1}{(h_{AW} + h_{RW})} + \frac{1}{h_{FW}} \\ \frac{1}{U_r} &= \frac{1}{h_{Vr}} + \frac{t_M}{k_M} + \frac{t_I}{k_I} + \frac{1}{(h_{AW} + h_{RD})} + \frac{1}{h_{FD}} \\ \frac{1}{U_b} &= \frac{1}{h_{LB}} + \frac{t_M}{k_M} + \frac{t_I}{k_I} + \frac{1}{h_G} + \frac{1}{h_{FW}}\end{aligned}$$

Total Koefisien Heat Loss

Coefficient	Dry wall	Wet wall	Roof	Bottom
hVw	0.4705			
hLw		0.7531		
hVr			0.2478	
hLb				3.6787
hAr			2.5043	
hAw	109.4977	109.4977	109.4977	
hM	1225.5	1225.5	1225.5	1225.5
hI	0.17621951	0.1762195		
hF	704.912	528.684	704.912	528.684
hR	1.1122	1.1122	1.1122	1.1122
1/U	7.8114	7.0098	9.7211	6.0018
U	0.1280	0.1427	0.1029	0.1666

Koreksi temperatur dinding dalam & luar masing - masing dinding

$$T_{ws} = \left(\frac{U}{h_r + h_{Aw}} \right) x (T_{outside} - T_{fluida}) + T_{outside}$$

$$T_w = T_{fluida} - \left(\frac{U}{h} \right) (T_{outside} - T_{fluida})$$

T_{ws} dry wall

$$T_{ws} = 87.8229 \quad F$$

T_w dry wall

$$T_w = 62.6127 \quad F$$

T dinding	F
T_{ws} dry wall	87.8229
T_w dry wall	62.6127
T_{ws} wet wall	87.8255
T_w wet wall	64.2495
T_{ws} roof	94.5384
T_w roof	59.7813
T_{ws} bottom	88.4886
T_w bottom	67.1032

Perhitungan koefisien thermal masing - masing dinding dengan menggunakan koreksi temperatur dinding

Coefficient vapor dinding dalam (h_{vw})

$$T_w = 62.6127 \text{ F}$$

$$\begin{aligned} N_{GR} &= 1.9 \times 10^7 (L - L_w)^3 (T_v - T_w) \\ &= 61362623 \end{aligned}$$

$$N_{PR} = 0.28$$

$$\begin{aligned} N_{nu} &= 0.138 \times N_{GR}^{0.36} \times (N_{PR}^{0.175} - 0.55) \\ &= 21.9778 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{vw} &= (N_{nu} \times k) / (L - L_w) \\ &= 0.3779 \end{aligned}$$

Coefficient liquid dinding dalam (h_{Lw})

$$\begin{aligned} \Delta T &= T_L - T_w \\ &= 3.7505 \text{ F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{GR} &= L^3 \times \rho^2 \times g \times \beta \times (\Delta T / \mu) \\ &= 1661627.9 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{PR} &= cp \times (\mu/k) \\ &= 6.9955 \end{aligned}$$

$$N_{GR} \times N_{PR} = 11623958$$

$$h_{LW} = (0.495k / L_w) (N_{GR} \times N_{PR})^{0.25}, \text{ atau } 4.1015$$

$$\begin{aligned} h_{LW} &= (0.45k / L_w^{0.75}) (N_{GR} \times N_{PR})^{0.25} & 4.6586 \\ &(\text{pilih yang terbesar}) \end{aligned}$$

$$h_{LW} = 4.6586$$

Coefficient vapor pada atap (h_{vr})

$$\begin{aligned}T_w &= 59.7813 \quad F \\N_{GR} &= 1.9 \times 10^7 D^3 (T_v - T_w) \\&= 5510309349\end{aligned}$$

$$N_{PR} = 0.28$$

$$\begin{aligned}h_{vr} &= (0.27 \times k/D)(N_{GR} \times N_{PR})^{0.25} \\&= 0.2366\end{aligned}$$

Coefficient liquid pada alas (h_{Lb})

$$\begin{aligned}T_w &= 67.1032 \quad F \\N_{GR} &= 97.47 D^3 (T_L - T_w) \\&= 3084.5031\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}N_{PR} &= cp \times (\mu/k) \\&= 11686.2425\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}N_{nu} &= 0.14 (N_{GR} \times N_{PR})^{0.33} \\&= 43.6407\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{Lb} &= (N_{nu} \times k) / (L - L_w) \\&= 17.8975\end{aligned}$$

Coefficient outside air pada atap (h_{Ar})

$$\begin{aligned}T_{ws} &= 94.5384 \\N_{GR} &= 1.9 \times 10^7 D^3 (T_{ws} - T_A) \\&= 4517820470\end{aligned}$$

$$N_{PR} = 0.28$$

$$\begin{aligned}
 N_{nu} &= 0.14 (N_{GR} \times N_{PR})^{0.33} \\
 &= 141.194164
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_{Ar} &= (N_{nu} \times k) / (L - L_w) \\
 &= 2.4281
 \end{aligned}$$

Coefficient outside air pada dinding luar (h_{Aw})

$$\begin{aligned}
 \Delta T &= (T_L - T_w) / 4 \\
 &= 0.9376
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N_{GR} &= 1.9 \times 10^7 L^3 \Delta T \\
 &= 628648801
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N_{PR} &= cp \times (\mu/k) \\
 &= 6.9955
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N_{nu} &= 0.138 \times N_{GR}^{0.36} \times (N_{PR}^{0.175} - 0.55) \\
 &= 173.5989
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_{Aw} &= (N_{nu} \times k) / (L - L_w) \\
 &= 71.1945
 \end{aligned}$$

Conduction coefficient

$$\begin{aligned}
 h_M &= k_M / t_M \\
 &= 1225.5
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_l &= k_l / t_l \\
 &= 0.17621951
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_G &= 8kG / \pi D \\
 &= 19.038
 \end{aligned}$$

Radiation coefficient

$$\begin{aligned}T_{WS} &= T_A + 0.5 (T_V + T_A) \\&= 165.7 \quad \text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{Rd} &= \frac{0.1713\varepsilon}{T_{WS} - T_A} \left[\left(\frac{T_{WS} + 460}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_A + 460}{100} \right)^4 \right] \\&= 1.1122\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T_{WS} &= T_A + 0.5 (T_L + T_A) \\&= 165.7 \quad \text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{Rw} &= \frac{0.1713\varepsilon}{T_{WS} - T_A} \left[\left(\frac{T_{WS} + 460}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_A + 460}{100} \right)^4 \right] \\&= 1.1122\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T_{WS} &= T_A + 0.5 (T_V + T_A) \\&= 165.7 \quad \text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{Rr} &= \frac{0.1713\varepsilon}{T_{WS} - T_A} \left[\left(\frac{T_{WS} + 460}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_A + 460}{100} \right)^4 \right] \\&= 1.1122\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T_{WS} &= T_A + 0.5 (T_L + T_A) \\&= 165.7 \quad \text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{Rb} &= \frac{0.1713\varepsilon}{T_{WS} - T_A} \left[\left(\frac{T_{WS} + 460}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_A + 460}{100} \right)^4 \right] \\&= 1.1122\end{aligned}$$

Total Koefisien Heat Loss setelah koreksi

Coefficient	Dry wall	Wet wall	Roof	Bottom
hVw	0.3779			
hLw		4.6586		
hVr			0.2366	
hLb				17.8975
hAr			2.4281	
hAw	71.1945	71.1945	71.1945	
hM	1225.5000	1225.5000	1225.5000	1225.5000
hI	0.176219512	0.17621951	0.176219512	0.176219512
hF	704.912	528.684	704.912	528.684
hR	1.1122	1.1122	1.1122	1.1122
1/U	8.3367	5.9059	9.9181	5.7858
U	0.1200	0.1693	0.1008	0.1728

Perhitungan heat loss

$$q_d = U_d A_d (T_A - T_v)$$

$$q_w = U_w A_w (T_A - T_L)$$

$$q_r = U_r A_r (T_A - T_v)$$

$$q_b = U_b A_b (T_G - T_L)$$

$$Q = q_d + q_w + q_b + q_r$$

Heat loss pada tangki

Surface	U	A	ΔT	q
	BTU/ft ² h.F	ft ²	F	BTU/h
Dry wall	0.1200	8.68	19.8	20.6253
Wet wall	0.1693	25.10	19.8	84.1399
Roof	0.1008	15.06	19.8	30.0564
Bottom	0.1728	8.45	19.8	28.9012
Total		57.28		163.7228

Heat loss dalam waktu 24 jam

$$\begin{aligned}Q_{24 \text{ jam}} &= Q \text{ total} \times 24 \\&= 3929.3471 \text{ BTU/day} \\&= 3948.9938 \text{ kJ/day}\end{aligned}$$

Temperatur air setelah 24 jam

$$Q = m \times C_p \times \Delta T$$

$$m = 581.917 \text{ kg/day}$$

$$C_p = 4.1816 \text{ kJ/kg.C}$$

$$\Delta T = Q / (m \times C_p)$$

$$= 1.62 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan analisa data yang telah dilakukan guna merencanakan sistem ventilasi udara menggunakan *two-wheel desiccant*, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Dari hasil analisa perhitungan terhadap proses dehumidifikasi volume ruang muat sebesar 2061.05 m³ pada 20 *air changes/hour* didapatkan spesifikasi *desiccant wheel* yang paling sesuai dengan diameter 2190 mm dan ketebalan 200 mm.
2. Rasio kelembaban udara luar pada temperatur 31°C sebesar 26.1 g_w/kg_{da} dapat diturunkan menjadi 17.64 g/kg_{da} setelah melewati *desiccant wheel* 1 dan nilainya menjadi 14.70 g_w/kg_{da} setelah melewati *desiccant wheel* 2.
3. Untuk memenuhi kebutuhan pemanas *desiccant* sebesar 412.57 kW, digunakan panas gas buang dari *main engine* dengan temperatur sebesar 252°C dan menghasilkan daya sebesar 440.99 kW. Sedangkan penggunaan air kondensat sebagai media pendingin dapat mengurangi beban pendinginan sebesar 18.41 kW dari total kebutuhan pendinginan sebesar 490.63 kW.

5.2 Saran

1. Diperlukan media pendingin seperti air laut atau fluida lain dengan kapasitas yang lebih besar untuk menggantikan air kondensat sebagai media pendingin udara hasil dehumidifikasi.

2. Diperlukan adanya analisa lebih lanjut mengenai distribusi panas pada pemanas dan sistem pendingin *desiccant* untuk mendapatkan perencanaan yang lebih optimal.
3. Diperlukan adanya analisa ekonomi untuk mengetahui estimasi biaya yang diperlukan dalam merencanakan sistem *two-wheel desiccant* dibandingkan dengan metode dehumidifikasi yang lain.

DAFTAR PUSTAKA

B.E, Bhatia, “HVAC Made Easy: A Guide to Heating & Cooling Load Estimation”, PDHonline Course M196 (4 PDH), 2012.

Federal Technology Alert, “Two-wheel Desiccant Dehumidification System”, FEMP, 1997.

Harriman, Lewis G., “The Dehumidification Handbook Second Edition”, Munters Corporation, Amesbury USA, 2002.

Jimmy D. Kumana, Samir P. Kothari, “Predict Storage Tank Heat Transfer Precisely”, Chemical Engineering Magazine, 1982.

Kettlewell, “Guide to the Ventilation of Livestock during Transport” Silsoe Research Institute, Bedford, England, 2010.

MAN Diesel, “Project Guide Camshaft Controlled Two-strokes Engine MAN B&W S26MC 6th Edition”, Copenhagen, 2009.

Organic Agriculture of Canada, “Heat Stress in Ruminants”, 2010.

Paraya, Lutfi, “Analisa Ventilasi Udara Pada Ruang Muat Kapal General Cargo yang Telah Dikonversi Menjadi Livestock Vessel” Jurnal Ilmiah Teknik Sistem Perkapalan ITS, 2010.

Rang Tu, Xiao-HuaLiu , Yi Jiang, “Performance Analysis of a Two-stage Desiccant Cooling System”, ELSEVIER Journal of Applied Energy 113 (2014) 1562–1574, 2014.

Stoecker, W.F and Jones, J.W., “Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, Edisi ke-2. Alih Bahasa Ir. Supratman Hara”, Erlangga, Jakarta, 1989.

Warsono, Agus Adi, “Perancangan Sistem Ventilasi Udara Kering untuk Ruang Muat pada Chemical Tanker 6500 DWT”, Jurnal Ilmiah Teknik Sistem Perkapalan ITS, 2009.

Yulizar, Yusuf, “Perancangan Sistem Pengkondisian Udara Hemat Energi Dengan Menggunakan Desiccant Untuk Ruang Muat Kapal Pengangkut Hewan Ternak (Livestock Vessel)”, Jurnal Teknik Sistem Perkapalan ITS Vol. 4, 2013.

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Malang, Jawa Timur pada tanggal 16 Juli 1994. Merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara. Setelah lulus pendidikan dari SMA Negeri 1 Kapanjen, Malang, Penulis melanjutkan studi strata 1 di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember melalui jalur SNMPTN, terdaftar dengan Nomor Registrasi Pokok 4212100034 dan mengambil konsentrasi bidang keahlian *Marine Machinery and System* (MMS). Selama perkuliahan penulis aktif sebagai pengurus Himpunan Mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan (HIMASISKAL) sebagai staff Departemen Riset dan Teknologi dan berperan sebagai *Steering Committee Character Building*, serta pernah berpartisipasi pada *event* MGPS4 di Kuala Lumpur. Selain itu penulis juga pernah melakukan kerja praktek di PT. Janata Marina Indah Shipyard dan PT. TURBOTECH INDONESIA.

Hadits Shofar Fauzi

haditsshafar@gmail.com